



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**EXPERIMENTÁLNÍ STUDIUM DYNAMIKY KLUZNÝCH
LOŽISEK**

EXPERIMENTAL STUDY OF JOURNAL BEARINGS DYNAMICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Josef Tkadlec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Milan Omasta, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Bc. Josef Tkadlec
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Milan Omasta, Ph.D.
Akademický rok:	2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Experimentální studium dynamiky kluzných ložisek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kluzná ložiska představují uložení, které umožňuje provoz za vysokých rychlostí při nízké hodnotě tření a teoreticky až neomezené životnosti. Za těchto podmínek se mohou vyskytovat nestability mazacího filmu v podobě víření a tlučení oleje. Těmto nestabilitám je třeba se při provozu vyhnout, proto je nezbytné pochopit, za jakých podmínek vznikají, a jak tento výskyt ovlivňují provozní a geometrické parametry.

Typ práce: výzkumná

Výstup práce: publikační výsledek (J, D)

Projekt: GAČR

Cíle diplomové práce:

Hlavním cílem je zjistit jak ovlivňují provozní parametry a modifikace povrchu kluzného ložiska vznik nestabilit mazacího filmu v uložení rotorových soustav. Výsledky měření budou porovnány se simulacemi poskytnutými spolupracující universitou.

Dílčí cíle diplomové práce:

- stanovit na základě rešerše plán experimentů,
- vyšetřit základní podmínky pro vznik nestability mazacího filmu,
- navrhnou a připravit vzorky s různými povrchy ložiska,
- realizovat měření s několika vzorky a vyhodnotit vliv povrchu,
- porovnat se simulacemi a připravit publikaci výsledků.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2019.pdf

Seznam doporučené literatury:

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering tribology. 3rd ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 07-506-7836-4.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá experimentální analýzou nestability mazacího filmu u rotorových soustav uložených v hydrodynamických kluzných ložiscích se zaměřením na povrchové modifikace ložiska. Experimenty byly provedeny na simulátoru dynamiky kluzných ložisek. Cílem bylo stanovit vliv jednotlivých provozních parametrů na výskyt a průběh nestability víření. Důraz zde byl kladen na vliv povrchových mikro textur. Součástí práce byla zároveň příprava texturovaných vzorků. Experimenty byly rozčleněny na experimenty sledující vliv teploty, tlaku, geometrie ložiska a povrchové modifikace. Výstupem jednotlivých experimentů byly hodnoty prahové rychlosti vzniku a zániku nestability popřípadě velikost amplitudy v závislosti na výše popsanych parametrech. Tyto hodnoty byly zaznamenány do grafů. Takto naměřená data byla následně konfrontována s doposud publikovanými články. Výsledky ukázaly, že nestabilita v rotorových soustavách je velmi citlivá na změnu teploty, tlaku a geometrii ložiska. Zásadní vliv na nestabilní chování rotorové soustavy byl prokázán při použití texturovaných povrchů, kdy došlo k výraznému posuvu prahové rychlosti do vyššího spektra otáček v porovnání s netexturovaným ložiskem.

KLÍČOVÁ SLOVA

Víření mazacího filmu, texturované povrchy, nestabilita rotorových soustav.

ABSTRACT

This work deals with experimental analysis of fluid film instability in rotor bearing systems stored in hydrodynamic plain bearings with focus on bearing surface modification. The experiments were performed on a journal bearing dynamics simulator. The aim was to determine the influence of individual operating parameters on the occurrence and course of turbulence instability. The emphasis here was on the effect of surface micro textures. The work also included the preparation of textured samples. Experiments were divided into experiments monitoring the influence of temperature, pressure, bearing geometry and surface modification. The output of the individual experiments were the values of the threshold speed of formation and termination of instability or the magnitude of the amplitude depending on the above described parameters. These values were plotted in graphs. This data was then confronted with previously published articles. The results showed that instability in rotor systems is very sensitive to temperature, pressure and bearing geometry changes. The fundamental influence on the unstable behavior of the rotor system has been demonstrated by the use of textured surfaces, where the threshold speed was significantly shifted to a higher speed range compared to the non-textured bearing.

KEYWORDS

oil whirl, surface textures, journal bearing instability

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TKADLEC, Josef. *Experimentální studium dynamiky kluzných ložisek*. Brno, 2019, 70 s.
Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí
diplomové práce prof. Ing. Milan Omasta, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Milanu Omastovi, Ph.D. za cenné rady a ochotu při vedení mého diplomového projektu. Dále bych rád poděkoval svým rodičům za morální i finanční podporu během celého studia.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že diplomovou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením Ing. Milana Omasty, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	13
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
2.1	Nestabilita rotorových soustav	14
2.2	Průběh nestabilit mazacího filmu	14
2.3	Vliv hystereze	17
2.4	Vliv teploty	20
2.5	Vliv tlaku	22
2.6	Vliv povrchových textur	23
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	29
3.1	Analýza poznatků získaných z rešerše	29
3.2	Analýza problému	30
3.3	Cíl práce	31
4	MATERIÁL A METODY	32
4.1	Experimentální aparatura	32
4.1.1	Průběh experimentů	35
4.1.2	Analýza dat	36
4.2	Tvorba texturovaných povrchů	37
4.2.1	Texturované vzorky	41
5	VÝSLEDKY	43
5.1	Vliv provozních parametrů na výskyt nestabilit	43
5.1.1	Vliv teploty	43
5.1.2	Vliv hystereze	46
5.1.3	Vliv tlaku	48
5.1.4	Vliv geometrických parametrů ložiska	49
5.2	Vliv povrchových textur ložiska na výskyt nestabilit	52
6	DISKUZE	58
6.1	Vliv provozních parametru na výskyt nestabilit	58
6.1.1	Vliv teploty	58

6.1.2	Vliv Hystereze	58
6.1.3	Vliv tlaku	59
6.1.4	Vliv geometrických parametrů	60
6.2	Vliv povrchových textur ložiska na výskyt nestabilit	60
7	ZÁVĚR	62
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	64
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	65
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	66
11	SEZNAM TABULEK	70

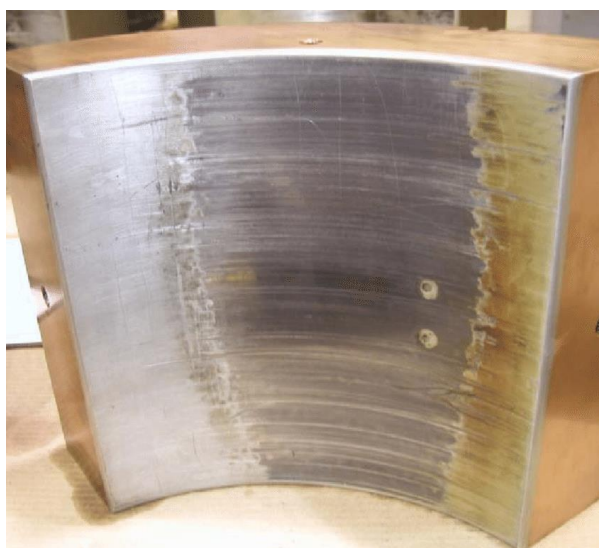
1 ÚVOD

Kluzná ložiska představují jeden z nejrozšířenějších typů uložení rotorových soustav a objevují se ve všech průmyslových odvětvích. Jedná se o konformní styk uložení ložiska a hřídele. Při daných okrajových podmínkách je požadováno, aby docházelo k co nejmenšímu tření a opotřebení ložiska a rotoru. Proto je kontakt mezi ložiskem a rotorem nejčastěji realizován prostřednictvím mazacího filmu v hydrodynamickém režimu. Cílem je, aby v ideálním případě došlo k úplnému oddělení třecích povrchů mazacím filmem, který zaručuje nízké hodnoty třecího součinitele a teoreticky nulové opotřebení.

Při provozu rotorových soustav může však docházet k poruchám mazacího filmu, které mají za následek nestabilní chování rotoru. To se projevuje zvýšenými vibracemi zařízení. Při závažnějších poruchách může dojít k porušení mazacího filmu v takové míře, že se rotor dostane přímo do kontaktu s povrchem ložiska. Takové nestabilní chování může mít za následek až destruktivní poškození zařízení. Jelikož jsou na rotorové soustavy kladeny vysoké nároky na životnost spolehlivost a bezpečnost, je za potřebí tyto jevy eliminovat.

Aby bylo možné vyhnout se těmto nežádoucím jevům, je za potřebí důkladně popsat vliv jednotlivých provozních parametrů na dynamické chování rotorových soustav. Za tímto účelem jsou vyvíjeny simulační numerické nástroje, které dokážou predikovat chování kluzných ložisek. Reálné tribologické charakteristiky jsou však určovány experimentálně za použití speciálních simulátorů dynamiky kluzných ložisek.

Jedním z hlavních směrů ve vývoji hydrodynamických kluzných ložisek je vliv povrchové modifikace ložiska. Jedná se o mikro texturované povrchy, které vedou ke zlepšení dynamických a tribologických charakteristik rotorových soustav. Převážná část studií se však zabývá pouze numerickými simulacemi a chybí zde dostatečné experimentální ověření teoretických předpokladů.



obr. 1.1 Opotřebení ložiska, ke kterému došlo při nestabilitě mazacího filmu [19].

2 1PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Nestabilita rotorových soustav

Při kontaktu hřídele, ložiska a mazacího filmu, můžeme pozorovat v rotorových soustavách dynamické jevy, které se projevují prostřednictvím vibrací (nestabilit), ty se mohou objevovat v širokém rozsahu otáček. Vibrace mohou mít vliv na přesnost a funkci stroje, nebo může dojít k poškození samotného zařízení. Za tímto účelem vzniká mnoho numerických simulací, založených na analytických modelech dynamických jevu v rotorových soustavách. Tyto simulace slouží k návrhu lepších konstrukčních řešení. Mezi výsledky těchto numerických simulací a reálným chováním rotorových soustav jsou však stále velké rozdíly [1].

Abychom mohli lépe pozorovat dynamické nestability v laboratorním prostředí, vzniká za tímto účelem mnoho experimentálních zařízení, která simulují rotorové soustavy. Experimentální zařízení jsou koncipována tak, aby bylo možné simulovat různé konfigurace systémů, jako je uložení hřídele, tuhost hřídele, tlak a typ maziva v kontaktu, zatížení a otáčky rotoru.

2.2 Průběh nestabilit mazacího filmu

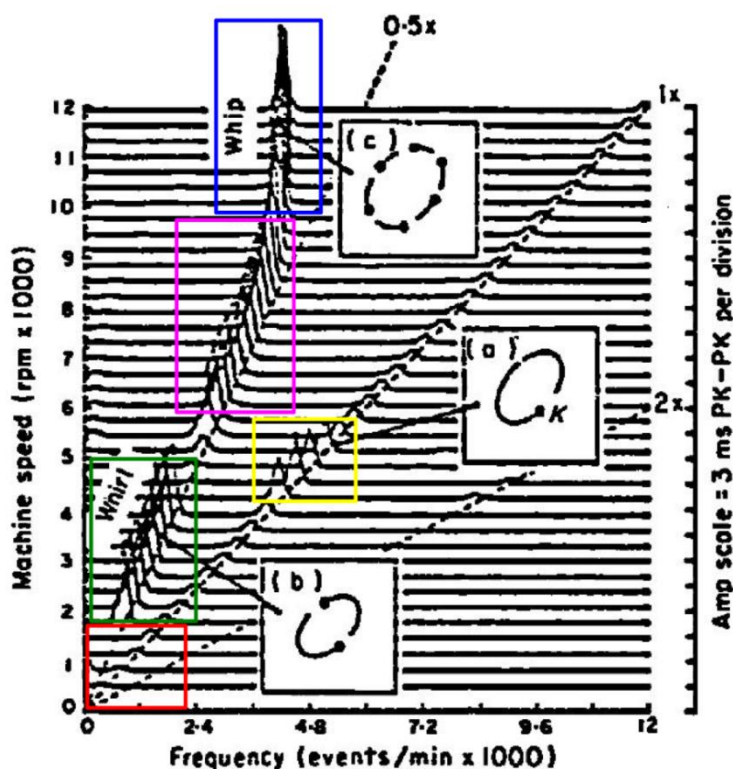
Pro následující jevy uvažujeme lehce zatíženou a nevyváženou symetricky uloženou rotorovou soustavu v plně uzavřených hydrodynamických kluzných ložiscích.

Ve chvíli, kdy hřídel začne rotovat s pomalu se zvyšujícími otáčkami, můžeme pozorovat malé synchronní vibrace se stejnou frekvencí, jako je frekvence otáčení rotoru ve směru kolmém na osu otáčení. Tyto vibrace jsou projevem setrvačných sil v důsledku lehké nevyváženosti rotorové soustavy. Výše popsáný děj můžeme sledovat na obr 2.1. v červeně ohraničené oblasti, kde na svislé ose vlevo vidíme otáčky rotoru a na vodorovné ose je zobrazena frekvence těchto vibrací.

Při zvýšení otáček na hodnotu blízkou vlastní rezonanční frekvenci rotoru je dosaženo prahové rychlosti, kdy se vedle synchronních vibrací začnou vyskytovat další vibrace nazývané víření mazacího filmu. Tento jev můžeme pozorovat v zeleně ohraničené oblasti na obr. 2.1 [2]. Jedná se o sub-harmonické, precesní vibrace rotoru okolo středu ložiska ve směru kolmém na osu rotace. Střed rotoru se zde pohybuje po charakteristických eliptických trajektoriích. Frekvence víření se nachází těsně pod poloviční frekvencí otáček rotoru, což znamená, že k vychýlení hřídele dojde 2x za jednu její otáčku, jak je zřejmé z obr. 2.1. pozice b).

V daném rozsahu rychlostí rotace, se rotor chová jako tuhé těleso. Tehdy víření není důsledkem deformací hřídele, ale jedná se o projev nestability mazacího filmu. Amplituda sub-harmonických vibrací je mnohem vyšší než amplituda synchronních vibrací, kdy její hodnota je limitována nelineárními silami v mazivu a velikostí radiální vůle mezi hřídelí a ložiskem. S rostoucími otáčkami víření přetrvává a její frekvence se nachází těsně pod polovinou okamžité frekvence otáčení rotoru. Amplituda vibrací má po celou dobu téměř konstantní průběh. V pozorovaném rozsahu otáček převládají vibrace vyvolané nestabilitou mazacího filmu. Synchronní vibrace zde představují velmi malou část celkového spektra vibrací.

Poté, co otáčky vzrostou, víření se stane nestabilní a zmizí [3]. Postupně jsou nahrazeny vzrůstajícími synchronními vibracemi (žlutě ohraničené pole obr.2.1)). Tyto nucené vibrace představují hlavní část celkového spektra a dosahují maximální amplitudy na vlastní rezonanční frekvenci odpovídající mechanickým vlastnostem rotoru, jako je jeho hmotnost a tuhost. Synchronní vibrace nejsou funkcí mazacího filmu, ale zejména projevem pružných mechanických vlastností rotoru a jeho nevyvážení.



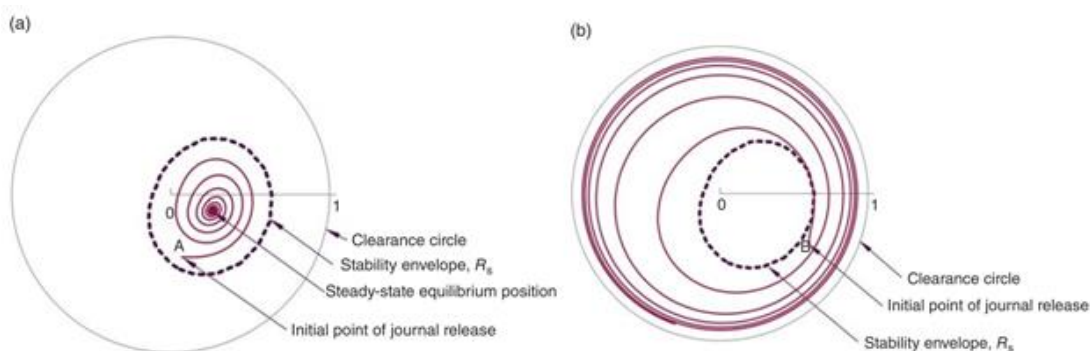
obr. 2.1 Spektrální diagram průběhu nestabilit mazacího filmu. [3]

Nad oblastí první vlastní rezonanční frekvence rotoru dochází k rozpadu synchronních vibrací a opět se začínají projevovat síly vznikající v mazacím filmu. S rostoucí rychlostí otáčení dojde těsně nad první vlastní rezonanční frekvencí k návratu výše popsaného víření (fialově ohraničené pole obr. 2.1).

Rozsah předchozího pásma, ve kterém převládaly synchronní vibrace, je přímo úměrný nevyváženosti rotoru. Čím větší je nevyváženost rotoru, tím širší je oblast projevu synchronních vibrací.

Když frekvence otáčení rotoru dosáhne dvojnásobku první vlastní rezonanční frekvence, frekvence vibrací způsobených vířením dosáhnou první vlastní rezonanční frekvence rotoru (modře ohraničené pole obr. 2.1). V tuto chvíli, je víření mazacího filmu nahrazeno tlucením mazacího filmu. Jedná se opět o sub-harmonické, precesní vibrace ve směru kolmém k ose otáčení. Tyto vibrace mají konstantní frekvenci nezávisle na nárůstu frekvence otáčení rotoru. Frekvence vibrací vyvolaných tlucením mazacího filmu zůstává blízká první vlastní frekvenci rotoru. [2].

V tomto vyšším rozsahu otáček již nemůžeme považovat rotor za tuhé těleso, ale bereme jej jako pružný [2]. Oproti předchozím případům, kde byly vibrace zejména projevem mazacího filmu, jsou zde vibrace spojené s deformačním chováním hřídel a mají tendence se projevovat také na ložisku. Je potřeba zde brát sestavu rotoru a ložiska jako blízce spojenou. Mechanické vlastnosti rotoru, jako je jeho geometrie hmotnost a tuhost se stávají hlavními dynamickými faktory. Amplituda vibrací čepu hřídele v ložisku je limitována radiální vůlí ložiska. Celkové vibrace hřídele mohou dosáhnout mnohem vyšší amplitudy, jelikož hřídel vibruje při své vlastní frekvenci, v důsledku čehož může docházet k rezonanci. Tento druh vibrací je proto vysoce nebezpečný pro životnost a funkci daného zařízení.



obr. 2.2 a) Pohyb rotoru uvnitř stabilní obálky R_s b), pohyb rotoru mimo stabilní oblast obálky R_s . [5]

Tak zvaná teorie obálky stability nabízí vhled do nestabilního chování ložiska, a to zejména pro počáteční podmínky uložení systému. Podle této teorie existuje uvnitř ložiska stabilní oblast R_s v rámci uzavřené hranice, která oklopuje ustálený stav rovnovážné polohy (obr. 2.2). Pokud se rotor volně rozběhne s nulovými počátečními otáčkami z bodu A uvnitř obálky R_s , ustálí se jeho střed po nějaké době v rovnovážné pozici. Pokud se rotor volně rozběhne s nulovými počátečními otáčkami z bodu B, bude se jeho střed pohybovat po stále větších orbitech rozprostírajících se do volného prostoru ložiska, dokud nedojde k výše popsanému tlucení.

Tvar a velikost obálky R_s závisí na vlastnostech rotoru a jeho uložení [4]. Pomocí experimentů bylo však prokázáno, že rotory otáčející se rychlostí nacházející se pod prahovou rychlostí výskytu nestability, mohou přejít rázem do nestabilního chování v důsledku poruchy vyvolané šokem. Tento šok můžou způsobovat vibrace samotného rotoru v důsledku jeho nevyváženosti, nebo vnější vlivy jako je například zemětřesení [5]. Stabilita systému závisí na velikosti počáteční poruchy.

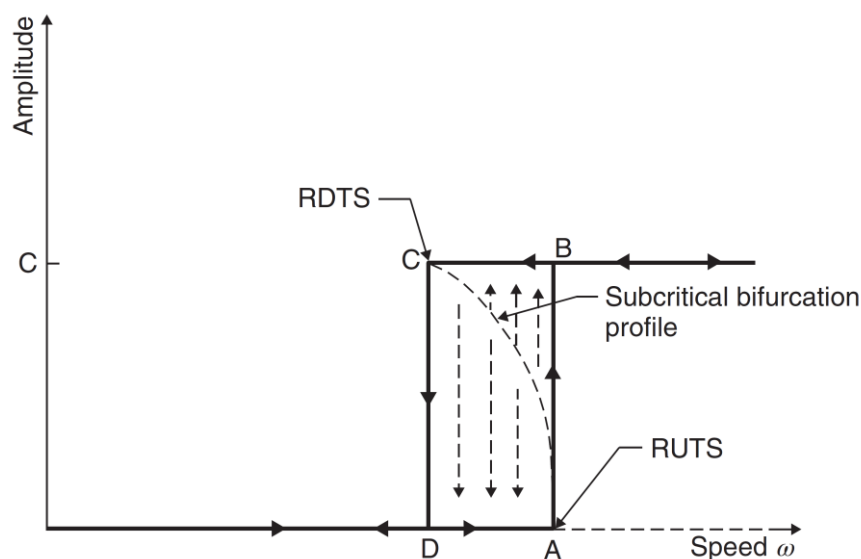
Víření mazacího filmu je tendence rotoru mírně vířit se stabilní trajektorií a stabilní amplitudou uvnitř stabilní obálky R_s . Tlučení je mnohem silnějším projevem nestabilního chování vyvolaného poruchou mazacího filmu s amplitudou mimo stabilní obálku R_s . Nastává tehdy, když se rotor blíží k prahové rychlosti nestabilního chování a dostatečně velká porucha způsobí ztrátu stability. Amplituda tlučení může dosáhnout až takové hodnoty, při které dojde k úplnému vymezení radiální vůle ložiska a rotor se může dostat do kontaktu s povrchem ložiska. Amplituda poruchy závisí na blízkosti okamžité rychlosti otáčení vzhledem k prahové rychlosti. Čím blíže prahové rychlosti se rotor pohybuje, tím menší amplituda poruchy je za potřebí k vzniku tlučení. Při dosažení prahové rychlosti dojde k vyvolání tlučení inherentně [6].

2.3 Vliv hystereze

Prahová rychlost, při které dochází k výskytu víření mazacího filmu, bývá v experimentech detekována zpravidla při rozběhu rotoru, kdy jeho rychlost postupně vzrůstá (tento proces se nazývá runn up). Při překročení prahové rychlosti dojde k výraznému nárůstu subsynchronních vibrací rotoru. Poté, co je dosaženo nestability, je rotor brzděn a otáčky postupně klesají (runn down). Při klesajících otáčkách můžeme detekovat prahovou rychlost, a zároveň dochází k výraznému poklesu synchronních vibrací a nestabilita zmizí [7]. Prahová rychlost během runn up a runn down může být rozdílná. Výše popsané hysterezní chování je experimentálně opakovatelné a vyskytuje se, i když všechny ostatní parametry systému včetně viskozity oleje zůstávají neměnné. Prahová rychlost, při které nestabilita mizí, se nachází pod prahovou rychlostí jejího vzniku.

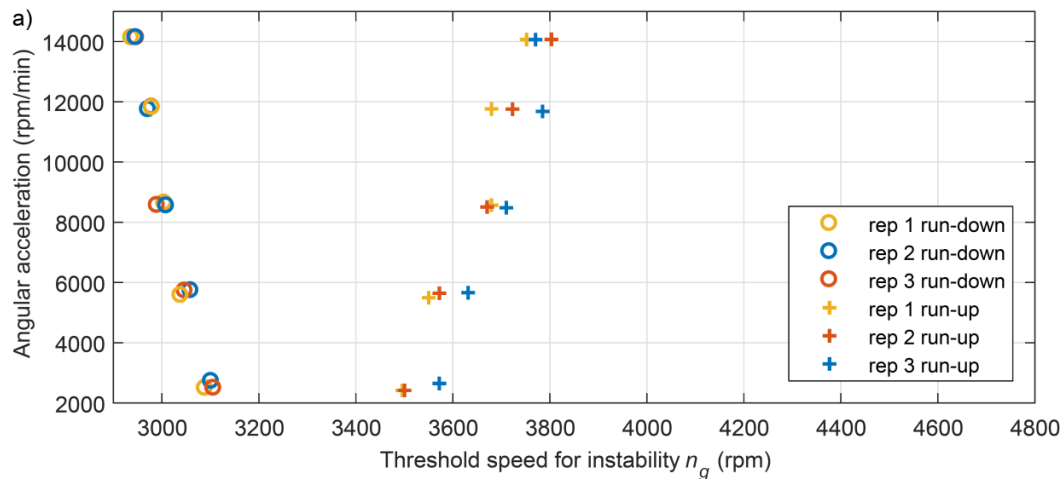
Obr. 2.3 znázorňuje závislost výchylky na otáčkách, kdy se rotor rozbíhá ze stabilního stavu, kde nejsou žádné poruchy mazacího filmu až do bodu A, kde rotor přejde do nestabilního chování [6]. Bod A označuje prahovou rychlost, při které dojde k prudkému nárůstu amplitudy do bodu B a nastane tlučení. Poté začnou otáčky rotoru klesat. V bodě C, který označuje prahovou rychlost zániku nestability, zmizí tlučení mazacího filmu a rotor přejde do stabilního chování v bodě D. Mezi body A a C se nachází podkritická bifurkační křivka. Stabilita rotorového systému pro rychlosti mezi body A a C závisí na velikosti poruchy.

Pokud se amplituda poruchy nachází uvnitř podkritické bifurkační křivky, systém se opět vrátí do stabilní polohy. Pokud se však amplituda nachází vně podkritické bifurkační křivky, porucha spustí tlučení mazacího filmu a systém přejde do nestabilní polohy. Výše popsany princip je analogický s teorií obálky stability R_s , která je popsána výše v kapitole 2.2.



obr. 2.3 Vliv hystereze při rozběhu a brzdění rotoru. [6]

Rendl a Smolík (2019) [8] se zabývali numerickým a experimentálním studiem hysterezního chování rotorové soustavy vyvolaného nestabilitou mazacího filmu.

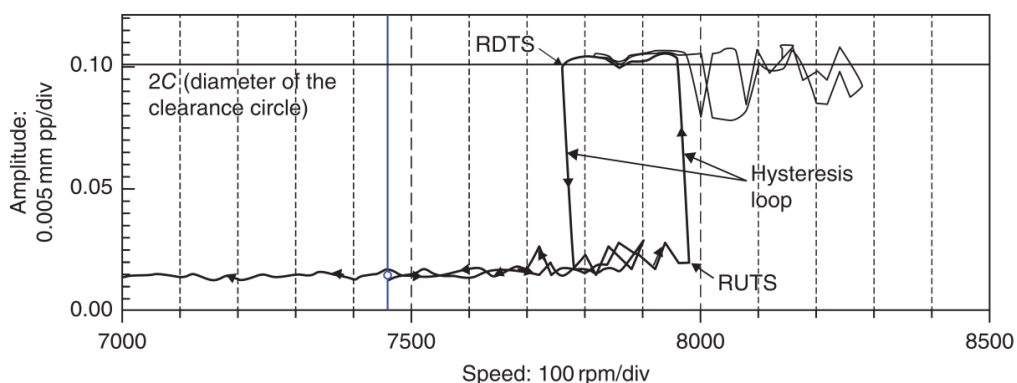


obr. 2.4 Experimentální závislost hystereze na úhlovém zrychlení rotoru. [8]

Experimentální měření probíhala na simulátoru dynamiky kluzných ložisek Bently Nevada RK 4 Rotor Kit. Test probíhal následujícím způsobem. Rozběh rotoru byl prováděn z nízkých nenulových otáček, kdy se rotor nacházel ve stabilní poloze. Rychlost rotoru byla postupně zvyšována, dokud nebylo dosaženo 5000 ot/min. Poté byly otáčky postupně snižovány.

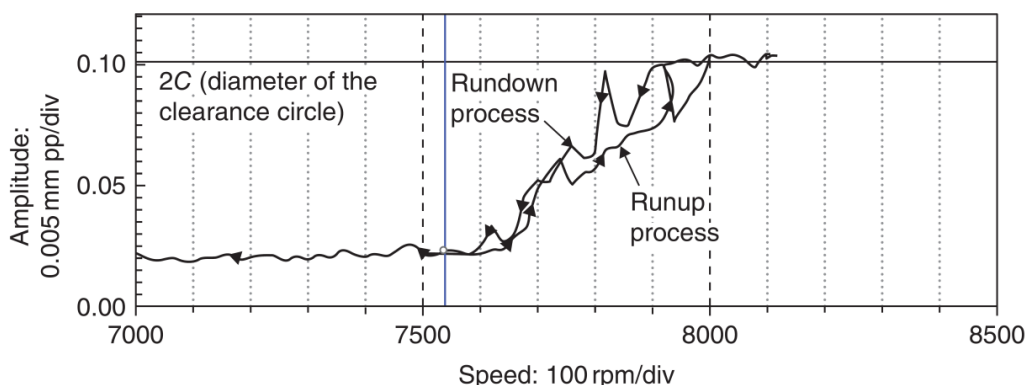
Tento test byl prováděn třikrát pro různé hodnoty úhlového zrychlení a brzdění rotoru. Experiment byl prováděn s poddajným nezatíženým rotorem o průměru 10 mm a hmotnosti 0,8027 kg, který byl uložen ve dvojici hydrodynamických kluzných ložisek o šířce 25,4 mm, radiální vůli 0,2 mm a vzdálených od sebe 350 mm. Dynamická viskozita použitého maziva byla 27,5 mPa·s a tlak na vstupu do ložiska 1,225 bar. Průběh experimentálně zjištěných prahových rychlostí při vzniku a zániku víření mazacího filmu je pro jednotlivé zrychlení/brzdění uveden na obr. 2.4. Simulace prokázaly, že šířka pásma hystereze je závislá na úhlovém zrychlení rotoru a s jeho nárůstem se zvětšuje také šířka pásma hystereze. Tato závislost však není lineární.

Vlivem teploty maziva na hysterezní chování se zabývala studie **Wang a Khonsari (2006)** [9]. Experimenty byly prováděny na simulátoru kluzných ložisek s lehce zatíženým poddajným rotorem o hmotnosti 5,4528 kg. Rotor byl symetricky uložen ve dvojici hydrodynamických kluzných ložisek o průměru 25,4 mm, šířce 12,7 mm a s radiální vůlí 0,0508 mm. Zařízení umožňuje rozběh rotoru od 0 do 10 000 ot/min, kdy bylo zjištěno, že do 7500 otáček vykazuje rotor pokaždé stabilní chování. Nejprve byl rotor provozován při 1800 ot/min, aby došlo k temperaci zařízení na požadovanou teplotu. Poté byla rychlost zvýšena na 7000 ot/min s nárůstem rychlosti 200 ot/min. Od 7000 ot/min byla rychlost zvyšována s nárůstem 50 on/min, dokud nebylo dosaženo prahové rychlosti nestabilního chování a nedošlo k rozvoji tlučení mazacího filmu. Poté byla rychlost pomalu snižována, dokud nedošlo k zániku tlučení a následně k úplnému zastavení rotoru. Cílem bylo provozovat zařízení tak, aby byl průběh teploty při experimentu pokud možno konstantní. Byly provedeny dva experimenty s rozdílnou teplotou maziva a celého systému. Oba experimenty probíhaly s olejem ISO 32, kdy tlak na vstupu do ložiska odpovídal 31 kPa. Při prvním experimentu dosahovala teplota maziva 53 °C, čemuž odpovídá dynamická viskozita maziva 16 mPa·s, zatímco druhý experiment probíhal při teplotě maziva 80 °C a dynamickou viskozitou 7 mPa·s. U prvního experimentu o teplotě maziva 53 °C a při pomalém nárůstu rychlosti rotoru byla prahová rychlost výskytu nestability detekována při 7980 ot/min (obr. 2.3.3). Při pomalém brzdění došlo k zániku nestability při 7760 ot/min (obr. 2.5).



obr. 2.5 Vliv hystereze na prahovou rychlost vzniku a zániku nestability při 53 °C. [9]

U druhého experimentu při teplotě maziva 80 °C byla prahová rychlost výskytu nestability detekována při 7600 ot/min (obr. 2.6). Nebyl zde detekován rozdíl mezi prahovou rychlostí při rozběhu a brzděním rotoru, nedošlo tak k hystereznímu chování.

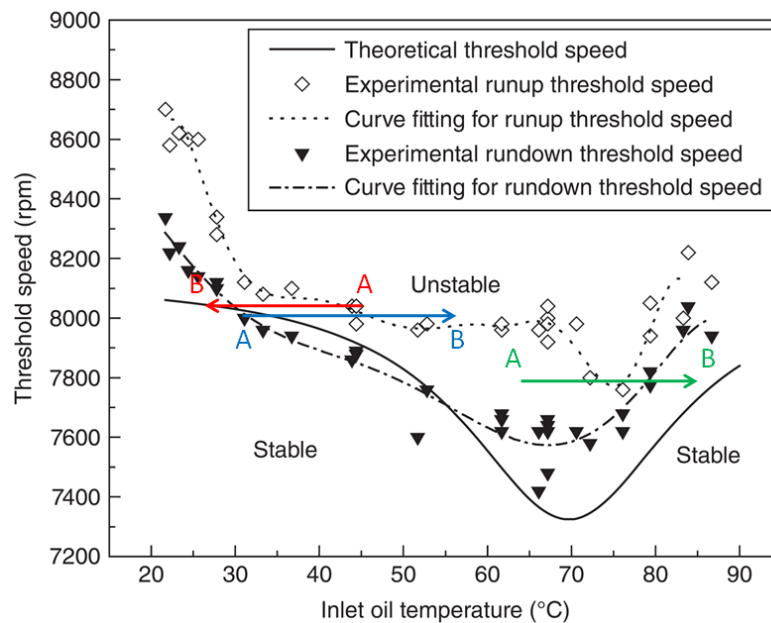


obr. 2.6 Vliv hystereze na prahovou rychlost vzniku a zániku nestability při 80 °C. [9]

Experimenty ukázaly, že se zvyšující se teplotou nemusí docházet k hystereznímu chování systému a posuvu prahových rychlostí při rozběhu a brzdění rotoru. Dále bylo zjištěno, že při větším úhlovém zrychlení dochází k rozšíření pásma hystereze, naopak při menším úhlovém zrychlení k jeho zúžení, avšak nikdy ne k jeho úplnému zániku, jako je tomu při nárůstu teploty. Nárůst teploty měl vliv taky na amplitudu výchylky při nestabilním chování, kdy tato výchylka byla vyšší u experimentů s vyšší teplotou.

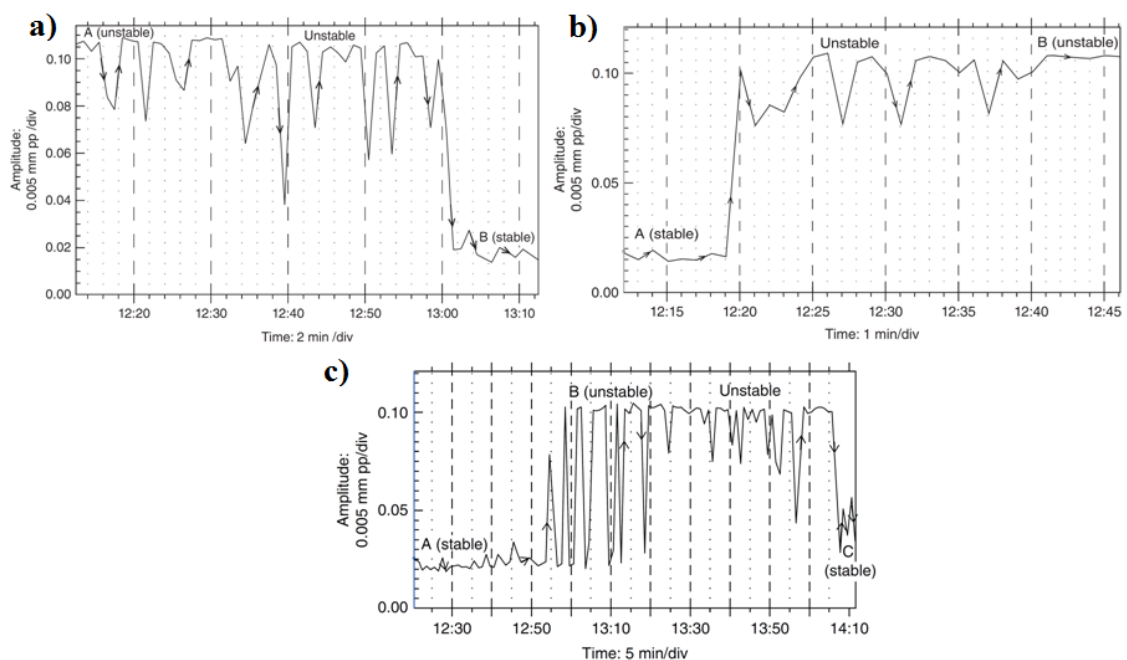
2.4 Vliv teploty

Z kapitoly 2.3 je patrné, že teplota maziva a ložiskové pánve má zásadní vliv na nestabilní chování rotorových soustav. Vlivem teploty se zabývá následující studie **Wang a Khonsari (2006)** [10]. Experimentální studium vlivu teploty je zde prováděno na simulátoru dynamiky kluzných ložisek, který byl popsán výše v kapitole 2.3 u článku **Wang a Khonsari (2006)** [9]. Shodný je taktéž výše popsán postup měření. Na obr. 2.7 můžeme vidět více než šedesát experimentálních měření ukazujících závislost mezi teplotou maziva na vstupu do ložiska a prahovou rychlostí vzniku nestability. Plná čára představuje teoretický předpoklad průběhu prahové rychlosti nestabilit. Kosočtverce reprezentují prahovou rychlost při rozběhu rotoru a plné trojúhelníky při brzdění rotoru. Pod danou křivkou se nachází oblast stabilního chování rotoru, zatímco nad křivkou přechází systém do nestabilní oblasti.



obr. 2.7 Průběh prahové rychlosti nestability v závislosti na změně teploty. [10]

Z teoretické křivky i z experimentálně naměřených hodnot je patrné, že nejdříve při nárůstu teploty dochází k poklesu prahové rychlosti až do místa obratu, kde se stále rostoucí teplotou roste i prahová rychlost nestability. Tato charakteristika byla potvrzena následujícími experimenty. Při konstantních otáčkách rotoru docházelo ke změně teploty maziva a ta zapříčinila změnu chování ze stabilního na nestabilní a naopak. Nejprve se rotor nacházel v bodě A (obr. 2.7) při 8050 ot/min, kdy jeho počáteční teplota byla 44,4 °C a rotor vykazoval nestabilní chování. V čase byla tato teplota postupně snižována do bodu B, kde rotor přešel do stabilního režimu.

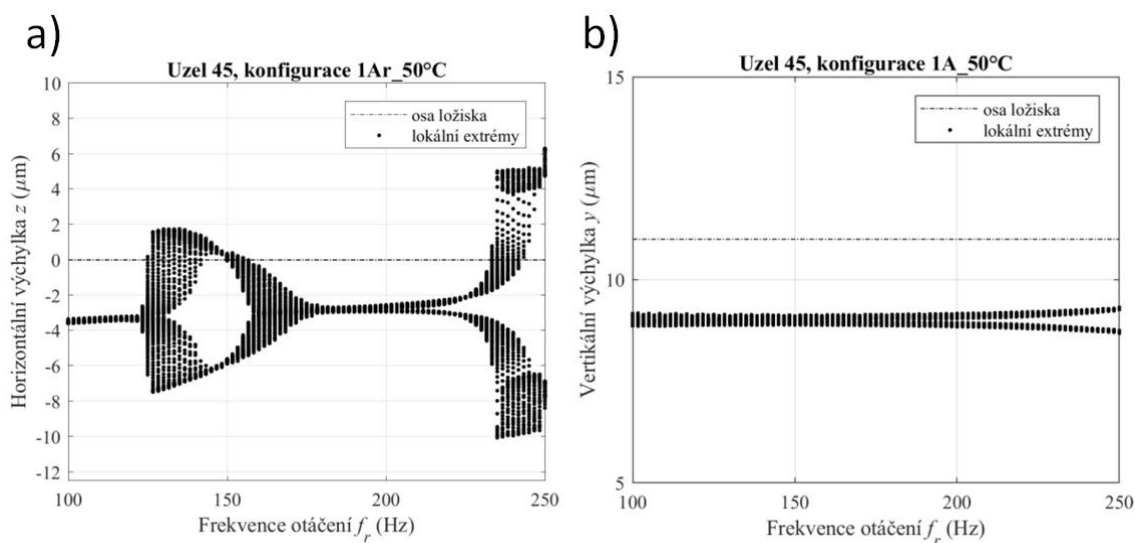


obr. 2.8 Průběh amplitudy výchylky v čase v závislosti na změně teploty. [10]

Na obr. 2.8 a) můžeme vidět závislost amplitudy výchylky v čase, kde je jasné patrné, kdy došlo k zániku nestability a systém přešel do stabilní oblasti. Ve druhém případě se nacházel rotor v bodě A (obr. 2.7 modrá šipka) při 8000 ot/min a teplotě 31,1 °C, kde vykazoval stabilní chování. Teplota byla postupně zvyšována na 57,2 °C, kdy rotor přešel do nestabilní oblasti. Závislost amplitudy na čase pozorujeme na obr. 2.8 b). U třetího experimentu se rotor nacházel v bodě A (obr. 2.7 zelená šipka) při 7800 ot/min a teplotě 63,9 °C, kde vykazoval stabilní chování. Teplota byla postupně zvyšována na 88,3 °C. Nejprve přešel rotor do nestabilního chování, ale při dalším zvyšování teploty se dostal do stabilní oblasti a došlo k zániku nestability. Průběh amplitudy výchylky v čase můžeme sledovat na obr. 2.8 c).

2.5 Vliv tlaku

Vlivem tlaku na vstupu do ložiska se zabývala technická zpráva **Smolík a Rendl (2018)** [11], zabývající se analýzou stability testovacího zařízení pro výzkum víření mazacího filmu v rotorových soustavách. Simulace probíhaly s tuhým rotorem o nominálním průřezu 38 mm a hmotnosti 2,37 kg. Rotor byl symetricky uložen ve dvou hydrodynamických kluzných ložiscích o šířce 20 mm a radiální vůli 40,5 μm. Vzdálenost ložisek na rotoru byla 155 mm.



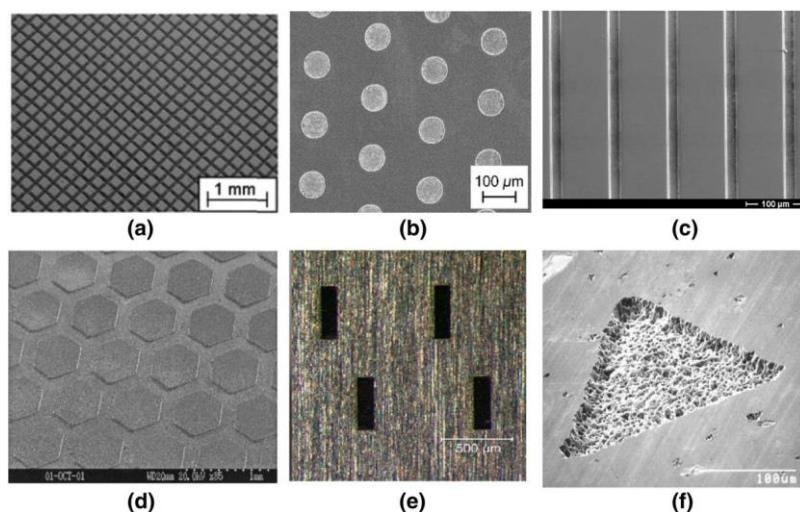
obr. 2.9 Horizontální výchylka rotoru v závislosti na frekvenci otáčení pro tlak na vstupu do ložiska a) 1,25 bar, b) 2,5 bar. [10]

Na obr. 2.9 a) a b) jsou uvedeny výsledky simulací zobrazující horizontální výchylku hřídele v závislosti na otáčkách rotoru. Byl použit olej ISO-VG-46 při teplotě maziva na vstupu do ložiska 50 °C a odpovídající dynamickou viskozitou 28,3 mPa·s.

Obr. 2.9 a) zobrazuje simulaci při tlaku na vstupu do ložiska 1,25 bar a obr. 2.9 b) při tlaku na vstupu 2,5 bar. Z výsledků je patrné, že u nižšího tlaku dochází k vzniku víření mazacího filmu přibližně při frekvenci otáčení 50 Hz a tlučení se projeví při 240 Hz. Zatímco u vyššího tlaku nedojde k rozvoji výraznější nestability

2.6 Vliv povrchových textur

Používání texturovaných povrchů je již dobře známou praxí. Například důlky na golfovém míčku zlepšují jeho aerodynamické chování, kdy doletí mnohem dále než míček s hladkým povrchem[12]. V oblasti tribologie probíhá vývoj texturovaných povrchů za účelem zlepšení tribologických vlastností, jako je tření, tloušťka mazacího filmu, tlak v kontaktu a únosnost ložisek.



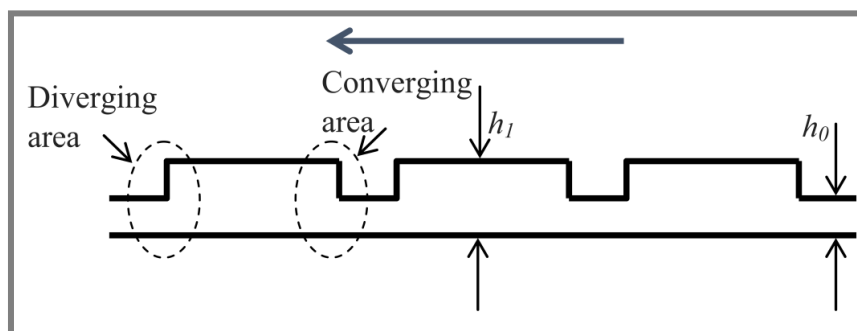
obr. 2.10 Příklady typů mikro texturovaných povrchů. [11]

Cílená modifikace povrchů znamená vytváření pravidelných textur skládajících se například z důlků, drážek a prohlubní daných tvarů (obr. 2.10) na povrchu různých strojních součástí. Tyto textury mohou být makroskopické a mikroskopické. V současnosti je hlavní pozornost věnována mikro texturám. Některé textury mohou vznikat, také v důsledku nerovnosti povrchů, které jsou způsobeny obráběním nebo opotřebením. Tyto nerovnosti jsou oproti povrchovým texturám náhodně rozmístěny a není tak možné kontrolovat jejich geometrické parametry.

Od roku 1966 do současnosti vzniklo za účelem popsání chování texturovaných povrchů v tribologie stovky publikací [13]. Většina těchto publikací je však pouze teoreticky založena na různých formách Reynoldsových, Navier-Stokesových nebo Stokesových rovnicích, kdy jen málo z nich se věnuje přímo nestabilitám mazacího filmu. Pouze malá část těchto publikací se věnuje experimentálním testům texturovaných povrchů, které se však nezaměřují přímo na nestability mazacího filmu.

Z publikovaných článků vyplývá řada vlastností texturovaných povrchů, které by mohly přispět ke zlepšení tribologických vlastností v ložiskových uloženích [13]. Textury povrchů mohou sloužit jako zásobárna maziva ve chvíli, kdy dojde v kontaktu k tzv. hladovění (nedostatku maziva). Můžou se zde ukládat drobné nečistoty, což zabraňuje abrazivnímu opotřebení povrchu ložiska, nebo hřídele. Výše uvedené vlastnosti jsou uváděny v mnoha publikacích, avšak neexistuje konzistentní řešení, proto je zde nutnost dalšího výzkumu. Nejčastějším vysvětlením pozitivního přínosu textur je však výskyt lokální kavitace, která může vést k nerovnoměrnému rozložení tlaku napříč jednotlivých textur.

U texturovaných povrchů mohou být jednotlivé důlky textury považovány za mikro konvergující klíny, které mohou fungovat jako velké množství mikro ložisek (obr. 2.11) [14]. Z obr. 2.11 je zřejmé, že vedle konvergentního klínu na přední obtokové hraně důlku je zde také divergentní klín na zadní obtokové hraně. Tlak roste v konvergentní oblasti a klesá v oblasti divergentní. Díky přítomnosti texturovaného povrchu lze dosáhnout pouze pozitivní nárůst tlaku. Jelikož nárůst tlaku na přední obtokové hraně je vyšší než pokles tlaku na zadní obtokové hraně. Tento jev lze vysvětlit pomocí přítomnosti kavitace. Bublínky, které vytváří kavitace v každém důlku texturovaného povrchu, zabraňují výskytu lokálního negativního píku tlaku, který by vyrušil nárůst tlaku v oblasti konvergentního klínu. Výše popsaný jev má za následek zvýšení únosnosti mazacího filmu.

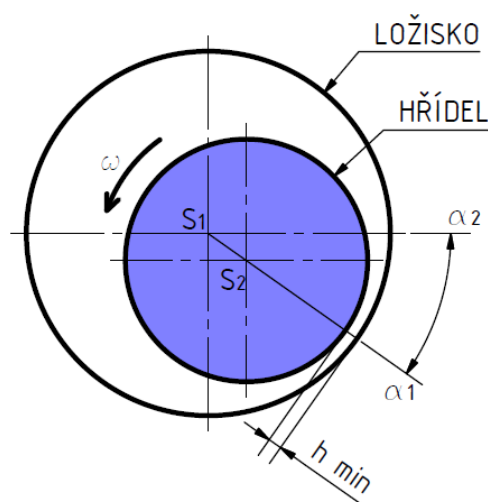


obr. 2.11 Nárůst tlaku na texturovaném povrchu ložiska. [13]

Pro zajištění co nejpříznivějšího vlivu modifikace povrchu je nutná optimalizace parametrů textury. Texturované povrchy se můžou skládat z objektů různých tvarů. Základními parametry jsou tvar, hloubka a hustota objektů. V řadě publikací se objevuje různé tvary objektů, nejčastěji se však jedná o čtvercové, trojúhelníkové, elipsoidní a kruhové. Tyto textury můžou být vyráběny různými způsoby, z nichž nejčastější jsou mechanická dentace, chemické leptání, nebo za pomoci laseru, který zajišťuje nejrychlejší a nejpresnější metodu [12].

Numerické simulace prokázaly, že hlavním parametrem texturovaných povrchů, který má vliv na zlepšení tribologických vlastností ložiska, je velikost texturované plochy a její umístění na povrchu ložiska v jeho radiálním a axiálním směru [15]. Ložisko s plně texturovaným povrchem není efektivní pro zvýšení hydrodynamické únosnosti systému. Zatímco částečně texturovaný povrch ložiska může přispět ke zlepšení tribologických vlastností, pokud je textura vhodně umístěna. Nejlepších výsledků při numerických simulacích bylo dosaženo s texturami kruhového tvaru, kdy zároveň ze studie vyplývá, že změna výsledků při použití textur s různou geometrií je minimální a zásadní roli zde hraje poloha texturované oblasti.

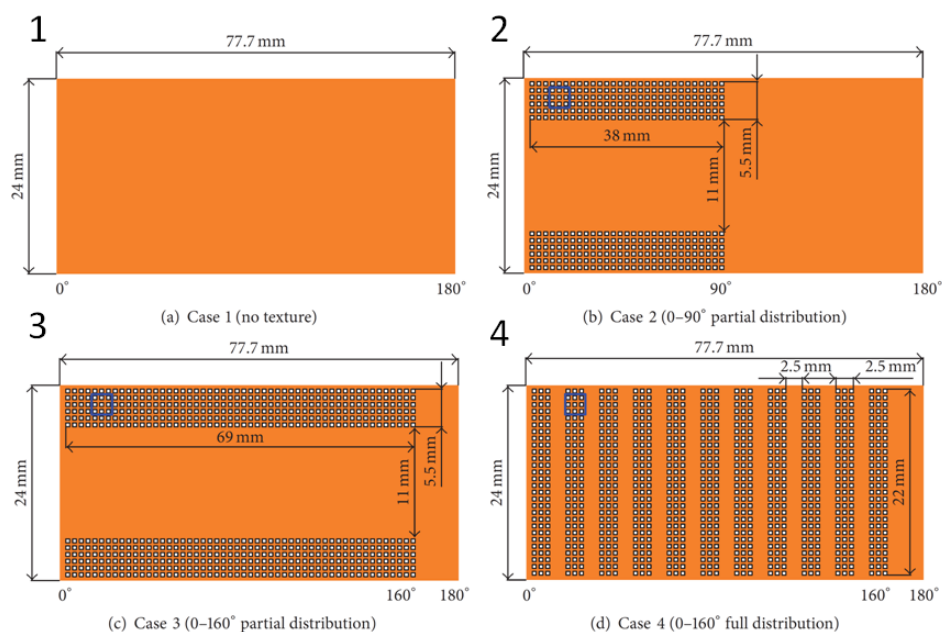
Z numerických simulací vyplývá, že textura má nejlepší účinek, pokud se texturovaná oblast nachází v místě klesajícího tlaku v kontaktu. Přičemž začátek textury se nachází v místě nejmenší tloušťky mazacího filmu h_{min} . Rozsah textury v radiálním směru ložiska je dán úhlem α , který se nachází v rozmezí α_1 a α_2 (obr. 2.12). Úhlový rozsah α v radiálním směru textury pro dosažení nejlepších výsledků se pohybuje kolem 45° . Pro rozsah textury v axiálním směru bylo dosaženo nejlepších výsledků při maximálním pokrytí plochy v tomto směru. Pro tvorbu byla vybrána textura s kruhovými vtisky [15].



obr. 2.12 Rozložení textury na povrchu ložiska vzhledem k nárůstu a poklesu tlaku v kontakt.

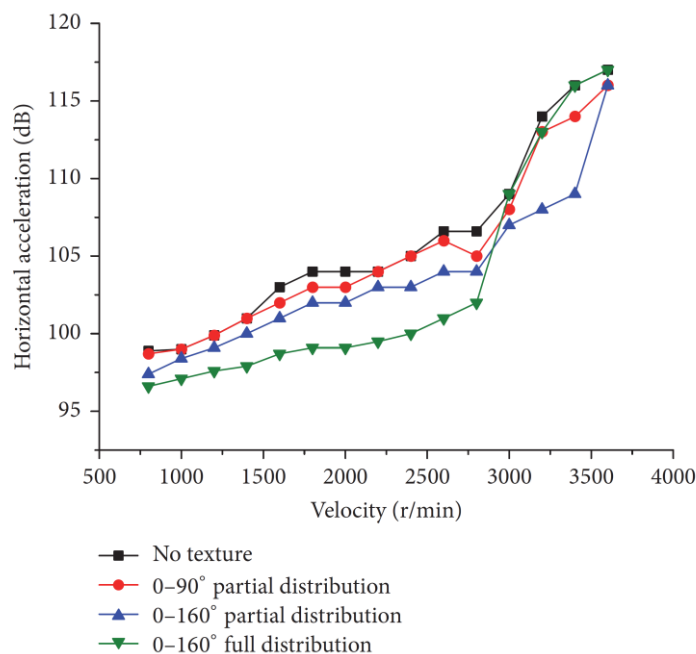
Experimentálním studiem vlivu texturovaných povrchů na stabilitu rotorových soustav se zabývá studie **Dong a kol. (2017)** [16]. Simulátor kluzných ložisek se skládá z poddajného rotoru s diskem o hmotnosti 0,55 kg, který je symetricky uložen v kluzných hydrodynamických ložiscích, jejichž vzdálenost je 500 mm. Šířka kluzných ložisek je 24 mm s průměrem 24,73 mm, radiální vůlí uložení $25\ \mu\text{m}$. Použitým typem maziva je olej ISO-VG 32 s teplotou $35\ ^\circ\text{C}$, čemuž odpovídá dynamická viskozita $0,039\ \text{mPa}\cdot\text{s}$. Tlak na vstupu do ložiska byl 1 bar. Experimentální měření probíhalo při rozjezdu rotoru z nulových otáček na 3600 ot/min. Ložiskové domky jsou vybaveny horizontálním a vertikálním akcelerometrem sloužícím ke snímání vibrací v průběhu experimentu.

Na obr. 2.13 můžeme vidět typy použitých vzorků. Ve všech případech byly použity textury vytvořené na povrchu pomocí laserového paprsku s obdélníkovým tvarem o délce stran 500x700 μm a hloubce 30 μm . U všech vzorků byla hustota pokrytí dané plochy vzorku texturou 32 %. Rozložení textury na povrchu pro použité vzorky můžeme vidět na obr. 2.13



obr. 2.13 Použité experimentální vzorky s rozložením textury na povrchu ložiska. [16]

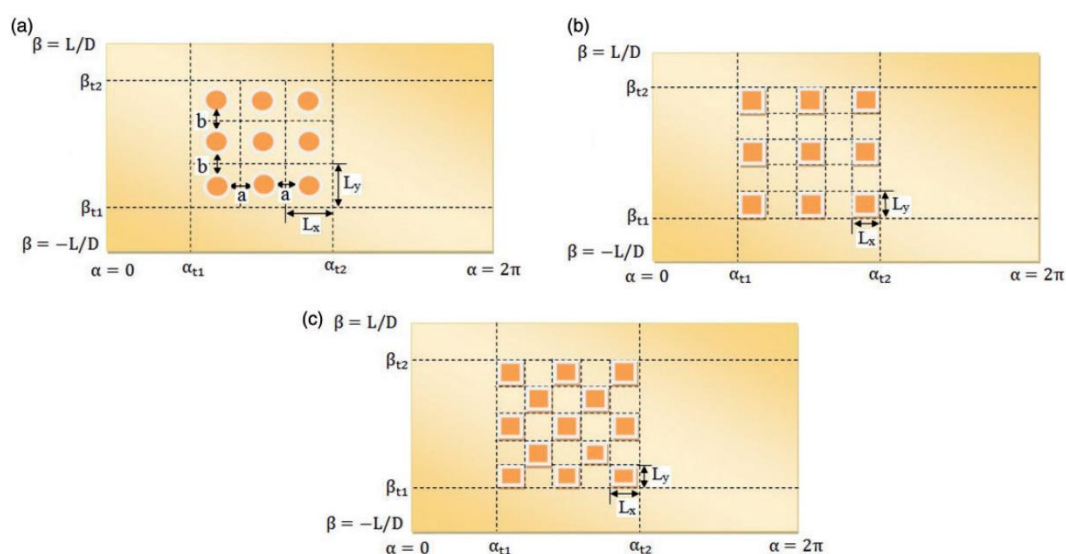
Na obr. 2.14 můžeme vidět výsledky experimentů. Graf zobrazuje závislost vibrací horizontálního snímače zrychlení v závislosti na rychlosti otáčení rotoru pro výše uvedené vzorky.



obr. 2.14 Závislost horizontálních vibrací na otáčkách pro testované vzorky uvedené na obr. 2.13. [16]

Z uvedených výsledků můžeme vidět, že u všech texturovaných vzorků došlo k zlepšení stability rotoru a k tlumení vibrací. Při otáčkách do 2800 ot/min mělo největší tlumící účinek plně texturované ložisko (obr. 13 1). Při otáčkách nad 2800 ot/min dosahovala lepších výsledků ložiska s částečně texturovaným povrchem. Nejlepšího stabilizačního efektu zde bylo dosaženo se vzorkem 3, kdy se textura nacházela v místě poklesu tlaku v kontaktu. U vzorku 4 bylo dosaženo horších výsledků než se vzorkem 3, jelikož se textura nacházela pouze v místě nárůstu tlaku v kontaktu.

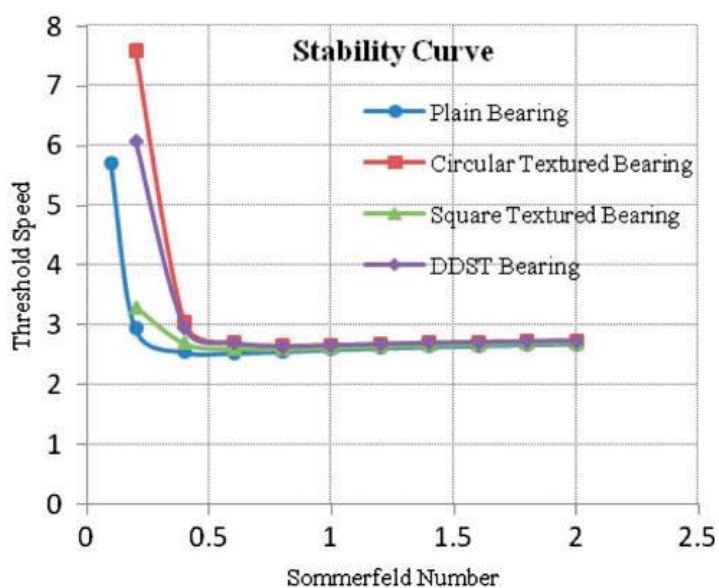
Teoretickým vlivem texturovaných povrchů na stabilitu rotorových soustav se zabývali **Maletě a Pandey (2018)** [17]. Studie se zabývala vlivem plně a částečně texturovaného ložiska s různým umístěním textury na povrchu a odlišnou geometrií. Dosažené výsledky byly dále porovnány s netexturovaným ložiskem. Simulace probíhaly se třemi tvary textur: kruhová, čtvercová a čtvercová s šachovnicovým rozložením (obr. 2.15).



obr. 2.15 Typy textur na povrchu ložiska a) kruhová, b) čtvercová, c) čtvercová s šachovnicovým rozložením. [16]

Simulace prokázaly, že povrchové textury mohou přispět k výraznému zlepšení dynamických charakteristik rotorových soustav uložených v hydrodynamických ložiscích. Efekt texturovaného povrchu závisí zejména na umístění textury na povrchu a ne na její geometrii. Avšak pozitivní dopad může být zvýšen použitím textury se správnou geometrií. Ke zlepšení dynamických vlastností dojde, pokud je textura umístěna v místě klesajícího tlaku v kontaktu, zatímco zhoršení dynamických vlastností oproti netexturovanému ložisku nastává, pokud se textura nachází v místě nárůstu tlaku v kontaktu. Ukázalo se, že textura má nejvyšší efekt, pokud pokrývá co největší plochu v axiálním směru ložiska. Nejlepších výsledků bylo dosaženo s texturami s kruhovou geometrií, poté čtvercové a naposled čtvercové s šachovnicovitým rozložením. Výrazného zlepšení stability při posuzování prahové rychlosti nestabilního chování bylo dosaženo s částečně texturovaným ložiskem s různými geometriemi textur obr. 2.16

U všech typů textur dochází k posuvu pásma stability rotorové soustavy, nejlepších výsledků bylo dosaženo s kruhovou texturou.



obr. 2.16 Křivky stability pro texturované ložiska s různou geometrií v porovnání s netexturovaným ložiskem. Prahová rychlost je zde funkcí somerfeldova čísla. [17]

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza poznatků získaných z rešerše

Předchozí rešerše obsahuje stručný popis studií zabývajících se jak teoretickým, tak experimentálním studiem nestabilit mazacího filmu. V první části rešerše jsou uvedeny články, kde hlavní snahou autorů bylo popsat teorii výskytu nestabilit u rotorových soustav. U všech uvedených studií [2-6] byly následující hlavní stavy popsány při rozběhu nebo brzdění rotoru. Při rozběhu rotoru dochází k synchronním vibracím s frekvencí odpovídajícím otáčkám otáčení, které jsou projevem nevyvážení rotoru. Zásadním bodem je zde prahová rychlost, kdy rotor přechází do nestabilní oblasti. Po překročení prahové rychlosti může nastat nestabilní chování v podobě víření, jehož frekvence se blíží polovině okamžité rychlosti otáčení, nebo tlučení s konstantní frekvencí blížíící se vlastní rezonanční frekvenci rotoru. Z uvedených studií vyplývá, že charakter nestabilního chování závisí na mechanických vlastnostech rotorové soustavy a je důsledkem poruchy, která má za následek posun rotoru ze stabilní oblasti do nestabilní.

Studie [7-9] se zabývají jevem zvaným hystereze, která má za následek posun prahové rychlosti zániku nestability na nižší frekvenci otáčení rotoru při jeho brzdění oproti prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru. Numerické simulace [8] prokázaly, že velikost rozdílu mezi prahovou rychlostí vzniku a zániku nestability závisí na úhlovém zrychlení respektive brzdění rotoru. S klesajícím zrychlením dochází k zúžení pásma hystereze, avšak i při nízkých hodnotách zrychlení je tento jev patrný. Experimentální studie [9] se zabývala vlivem teploty maziva na hysterezní chování systému. S rostoucí teplotou dochází k zúžení pásma hystereze a může dojít až k jejímu úplnému zániku. Prahová rychlost výskytu a zániku nestability je v tomto případě při rozběhu i brzdění shodná.

V další části rešerše byl zkoumán vliv provozních parametrů, jako je tlak a teplota maziva na vstupu do ložiska a jejich dopad na výskyt nestabilit. Za pomoci experimentálního měření na simulátoru dynamiky kluzných ložisek [10] bylo zjištěno, že změna teploty má zásadní vliv na prahovou rychlost výskytu nestability. S rostoucí teplotou nejprve prahová rychlost klesá. Poté, co dosáhne bodu obratu, začne prahová rychlost stoupat i s nadále rostoucí teplotou. Experimenty zde ukázaly, že rotorová soustava provozovaná při konstantních otáčkách ve stabilní oblasti pod prahovou rychlostí výskytu nestability, může v důsledku zvýšení rychlosti přejít do nestabilní oblasti a naopak. Vliv teploty se projevil taktéž na amplitudě výchylky v oblasti nestability, která roste s rostoucí teplotou.

Numerické simulace zabývající se analýzou stability simulátoru kluzných ložisek [11] prokázaly, že zásadní roli hraje tlak na vstupu do ložiska.

Kdy s rostoucím tlakem došlo k posuvu prahové rychlosti vzniku nestability do vyšších otáček, nebo k projevu nestabilního chování rotoru vůbec nedošlo. Ukázalo se, že vyšší tlak na vstupu do kontaktu má stabilizační účinek.

V závěru rešerše je věnována pozornost povrchovým texturám [12-15]. Jedná se o mikro textury na povrchu ložiska, které jsou charakterizovány tvarem textury, její hloubkou a hustotou pokrytí povrchu. Tyto textury mohou mít pozitivní vliv na dynamické vlastnosti rotorových soustav, kdy v důsledku vzniku místní kavitace dochází ke zvýšení únosnosti mazacího filmu. Publikace [16] se zabývá experimentálním vlivem texturovaných povrchů na vibrace rotoru při jeho rozběhu. Experimenty zde probíhaly na simulátoru kluzných ložisek. Z výsledků je patrné, že s texturovanými ložisky bylo dosaženo stabilizace systému zatímco u ložisek bez textur nikoliv. Zásadní roli zde hrálo umístění textury na povrchu ložiska vzhledem k minimální tloušťce mazacího filmu a její orientace vůči nárůstu nebo poklesu tlaku v kontaktu. Různé typy textur a jejich orientací vyhovovaly pro odlišný rozsah otáček rotoru. Avšak při daných podmínkách bylo nejlepších výsledků dosaženo s částečně texturovanými ložisky, kdy byla texturovaná oblast orientována v místě poklesu tlaku v kontaktu. Ve studii zabývající se numerickou simulací texturovaných povrchů na nestabilní chování rotoru [17] byly testovány textury s různým tvarem a umístěním na povrchu vůči průběhu tlaku v kontaktu. Potvrdil se zde fakt, že zásadní roli zde hraje umístění textury. Nejlepších výsledků bylo dosaženo opět s částečně texturovaným ložiskem, kdy se textura nacházela v místě poklesu tlaku v kontaktu. Tvar textury zde nehrál takovou roli, avšak vhodné zvolení tvaru přispělo ke zlepšení dynamických vlastností rotoru, kdy nejlépe se osvědčily textury kruhového tvaru. Závěrem bylo zjištěno, že texturované povrchy můžou zvýšit oblast stabilního chování rotorové soustavy a posunout hranici prahové rychlosti vzniku nestability do vyšších otáček.

3.2 Analýza problému

Kluzná ložiska představují uložení, které umožňuje provoz za vysokých rychlostí při nízké hodnotě tření a teoreticky až neomezené životnosti. Za těchto podmínek se mohou vyskytovat nestability mazacího filmu v podobě víření a tlučení oleje, které mají nepříznivý vliv na dynamické vlastnosti rotorových soustav a můžou vést k jejich poškození. Těmto nestabilitám je potřeba se při provozu vyhnout, proto je nezbytné pochopit, za jakých podmínek vznikají, a jak tento výskyt ovlivňují provozní a geometrické parametry systému. Výraznou mírou můžou ke stabilitě přispět mikro textury na povrchu ložisek, jejich vliv však nebyl doposud dostatečně důkladně experimentálně popsán. Dosažené znalosti můžou tak přispět k dalšímu vývoji rotorových uložení.

3.3 Cíl práce

Hlavním cílem je zjistit, jak ovlivňují provozní parametry a modifikace povrchu kluzného ložiska vznik nestabilit mazacího filmu v uložení rotorových soustav.

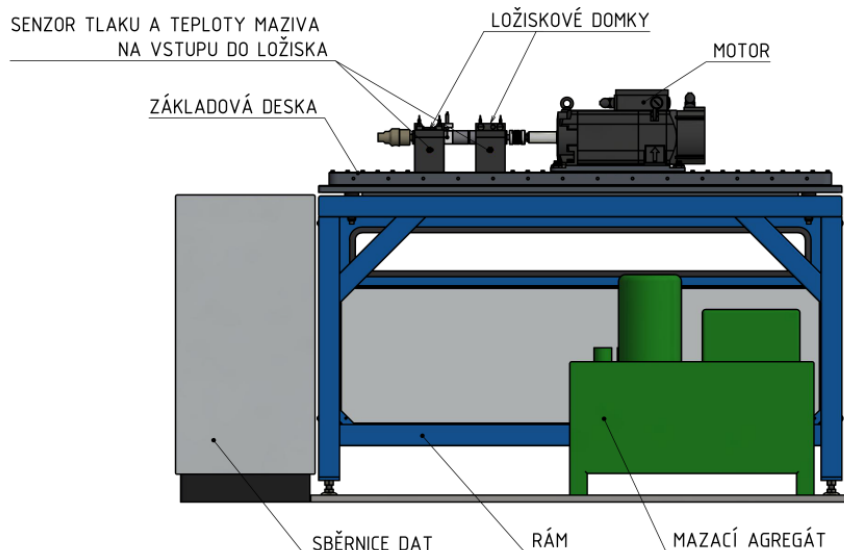
Dílčí cíle diplomové práce:

- stanovit na základě rešerše plán experimentů
- stanovit základní podmínky pro vznik nestability mazacího filmu
- navrhnou a připravit vzorky s různými povrchy ložiska
- realizovat měření s těmito vzorky a vyhodnotit vliv povrchu

4 MATERIÁL A METODY

4.1 Experimentální aparatura

Pro studium nestabilit mazacího filmu sloužil simulátor dynamiky kluzných hydrodynamických ložisek, který byl vyvinut na Ústavu Konstruování v rámci předchozích diplomových prací (obr. 4.1).

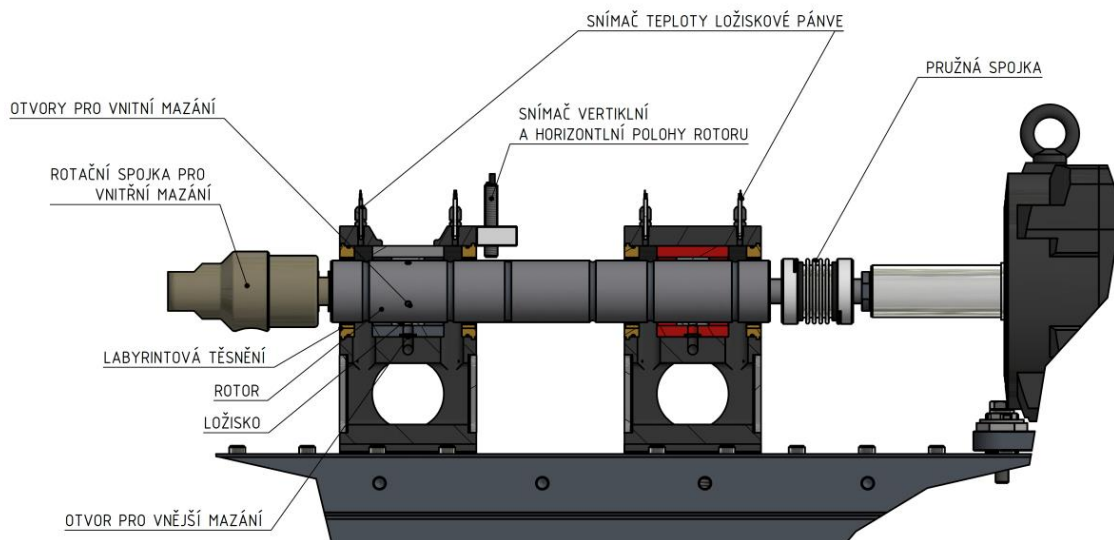


obr. 4.1 Schéma experimentální aparatury simulátoru kluzných ložisek.

Simulátor kluzných ložisek je zařízení, které umožňuje zkoumání výskytu nestabilit v hydrodynamických kluzných ložiscích. Základem zařízení je rám, na kterém je uložena broušená základová deska umožňující přesné osazení ložiskových domků a motoru za pomoci distančních kolíků. Díky čemuž je zařízení modulární a umožňuje osazení ložiskových domků s roztečí až 500 mm. Pohon rotoru zajišťuje elektromotor s frekvenčním měničem, který umožňuje rozběh rotoru až do 20 000 ot/min. Samotný rotor je spojen s motorem prostřednictvím pružné spojky. Zařízení je vybaveno vlastním mazacím agregátem, který zajišťuje přívod maziva do kontaktů. Mazací agregát zároveň umožňuje temperaci maziva a regulaci tlaku na vstupu do ložiska až do 6 bar.

Díky variabilitě lze zařízení provozovat ve dvou variantách. A to ve dvou ložiskovém, nebo tří ložiskovém uložení. Dvou ložiskové uložení umožňuje experimenty buď to s tuhým, nebo poddajným rotorem. Tří ložisková varianta umožňuje experimenty pouze s tuhým rotorem, kdy prostřední ložiskový domek může přenášet zatížení realizované pomocí pneumatického pístu. Tuhý rotor je vhodný pro zkoumání víření mazacího filmu. Poddajný rotor umožňuje zkoumání zejména tlučení mazacího filmu.

Zařízení umožňuje také instalaci safírového ložiska umožňujícího použití optických metod a vzhled do kontaktu. Těmito optickými metodami se však tato práce nezabývá. Zařízení umožňuje jednak vnější mazání kontaktu za pomoci otvoru v ložisku. Při použití speciálního rotoru s dutinou může být nejvzdálenější ložisko od motoru zásobeno mazivem prostřednictvím rotační spojky přes čtyři symetrické otvory v rotoru. Tento způsob zásobení mazivem se využívá při použití safírového ložiska, které neumožňuje přívod maziva do kontaktu přes otvor v ložisku.



obr. 4.2 Detail uložení tuhého rotoru při dvou ložiskové variantě.

Aby bylo možné získat data potřebná k detekci nestabilního chování rotorových soustav, je zařízení vybaveno následujícími senzory (obr. 4.1, 4.2). U ložiska vzdálenějšího od motoru jsou osazeny horizontální a vertikální snímače polohy rotoru umožňující zaznamenat jeho horizontální a vertikální výchylku. V kombinaci s otáčkami rotoru je možná rekonstrukce jednotlivých orbit středu rotoru. Na vstupu do ložiska jsou umístěny senzory tlaku a teploty maziva. Ložiskové pánve jsou vybaveny teplotními čidly, která monitorují teplotní průběh pánve během experimentu.

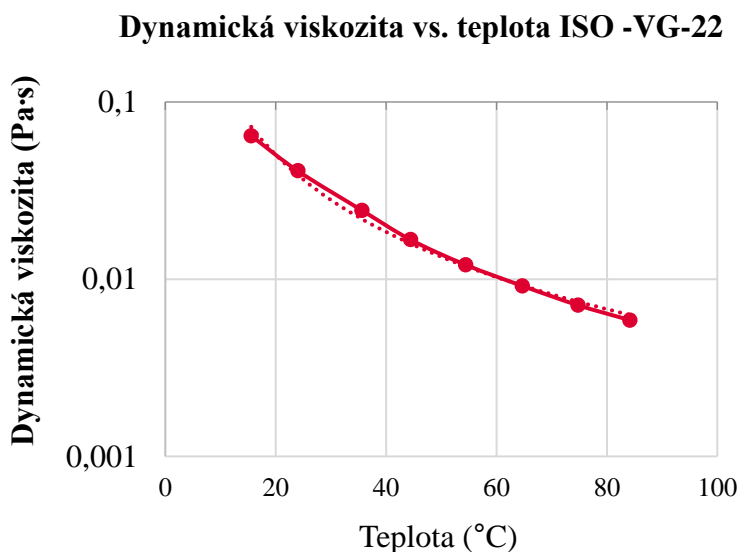
Při experimentech prováděných v této práci bylo zařízení provozováno v následujících konfiguracích. Veškeré experimenty byly prováděny s tuhým rotorem uloženým symetricky ve dvou hydrodynamických kluzných ložiscích vzdálených od sebe 155 mm. Při experimentech bylo využíváno dvou rotorů s nominálním průměrem 38 mm a hmotností 2,37 kg. Tyto rotory se lišily pouze radiální vůlí v ložisku (označení R1 pro rotor s menší radiální vůlí, R2 pro rotor s větší radiální vůlí při použití daného typu ložiska). Při jednotlivých experimentech byly použity tři typy ložisek (obr 4.3). Hlavní část experimentů této práce využívala dělené ložisko pro spalovací motory s vnitřním průměrem 38 mm, vnějším průměrem 42 mm a šířce 20 mm (označeno A0). Jedná se o půlené ložisko vyrobené z hliníkové slitiny. Radiální vůle tohoto ložiska byla při použití rotoru R1 40,5 μm nebo 70 μm s rotorem R2.

Dalším typem ložiska bylo dělené PTFE ložisko s teflonovým povlakem na vnitřní straně ložiska s vnitřním průměrem 38 mm a vnějším průměrem 42 mm. PTFE ložisko bylo použito ve dvou šířkách, a to 20 mm (označení B1) a 40 mm (označení B2). Ložiska B1 a B2 byla používána v kombinaci s rotorem R1, kdy radiální vůle činila 75 μm . Uložení rotoru bylo vždy symetrické a u obou ložiskových domků byl použit vždy stejný typ ložiska.



obr. 4.3 V popředí ložisko pro spalovací motory (A0). V pozadí PTFE ložisko (B1) o šířce 20 mm s teflonovým povlakem.

Při veškerých experimentech byl jako mazivo použit olej ISO-VG-22. Jedná se o olej pro hydraulická zařízení s hydrodynamickými převody, kde provozní podmínky mohou dosahovat vysokého termického zatížení a v zařízeních, kde jsou požadovány oleje s přísadami ke snížení opotřebení. Na obr. 4.4 můžeme vidět graf zobrazující dynamickou viskozitu použitého oleje v závislosti na teplotě. Tlak maziva na vstupu do ložiska se při prováděných experimentech pohyboval od 0,9 bar do 2 bar.



obr. 4.4 Dynamická viskozita oleje ISO_VG-22 v závislosti na teplotě.

4.1.1 Průběh experimentů

Před začátkem každého měření s různými typy rotoru a ložisek bylo zapotřebí nejdříve provést kalibraci rotoru, tak aby došlo k nalezení středu ložiska, ke kterému byla pak vztahována poloha středu rotoru v průběhu experimentu. Bylo nutné, aby kalibrace probíhala ve chvíli, kdy v kontaktu není žádný tlak a nenachází se zde žádné mazivo. Kalibrace probíhala manuálně a bylo zapotřebí vymezit pomocí rotoru maximální horizontální a vertikální radiální vůli ložiska. Pomocí horizontálního a vertikálního snímače polohy byl pak určen střed ložiska.

Poté, co byla provedena kalibrace rotoru, byl otevřen přívod maziva do kontaktu. Nastavení požadovaného tahu na vstupu do ložiska bylo nutné provádět při otáčejícím se rotoru. Pro veškerá měření byl tlak na vstupu do ložiska nastavován při 1000 ot/min, kdy se rotor nachází ve stabilní oblasti otáček.

Experimenty s rozběhem a brzděním rotoru

Jednotlivé experimenty probíhaly při různých počátečních teplotních podmínkách. Teplotu oleje bylo možné provádět ohřevem maziva přímo v mazacím agregátu. Ten však umožňoval ohřev do pouhých 35 °C. Pokud bylo požadováno dosažení vyšších teplot, byl ohřev prováděn provozem rotoru při vyšších otáčkách, které se však nacházely mimo nestabilní chování systému.

Dále bylo zapotřebí nastavení tak zvané rozběhové (runn up) a brzdící (runn down) rampy, která udává za jaký čas dojde k rozběhu rotoru na požadované otáčky, nebo zbrzdění rotoru na požadované otáčky. Veškeré experimenty prováděné v této práci probíhaly v rozsahu od 1000 ot/min do 20 000 ot/min se stejnou rozběhovou i brzdící rampou, která pro uvedený interval odpovídala 57 s.

Poté, co byl rotor spuštěn z klidu, objevovaly se výrazné synchronní vibrace a střed rotoru opisoval trajektorii po obvodu ložiska. Nejednalo se však o projev nestabilního chování mazacího filmu. Synchronní vibrace byly způsobeny v důsledku rozběhu rotoru z klidu, než došlo k ustálení tlaku v kontaktu a vytvoření mazacího filmu. V důsledku pozorovaného jevu byl rotor při experimentech roztáčen z nenulových otáček, při kterých byl jeho střed již stabilizován. Byl tak eliminován vliv počátečních synchronních vibrací na další průběh experimentu.

Nejprve byl rotor roztočen a provozován na 1000 ot/min, dokud nedošlo k ustálení jeho středu ve stabilní poloze. Poté byl zahájen sběr dat pro vyhodnocení experimentu a rozběh rotoru na 20 000 ot/min. Po dosažení cílových otáček byl rotor brzděn zpět na 1000 ot/min. Následně byl experiment ukončen.

Experimenty při konstantních otáčkách rotoru

U některých experimentů probíhalo vyvolání nestabilního chování pomocí změny teploty v kontaktu při konstantních otáčkách rotoru.

V těchto případech bylo zařízení provozováno bez předešlé teploty z počáteční teploty dané okolím.

Po provedení kalibrace a nastavení tlaku na vstupu do ložiska byl rotor roztočen na požadované otáčky, které se při dané teplotě nacházely mimo nestabilní chování systému. Při provozu zařízení docházelo k samovolnému zvyšování teploty maziva v kontaktu a celkové teplotě zařízení.

Po překročení kritické teploty přešel rotor do nestabilní oblasti, která se projevila vířením mazacího filmu. Rotor byl nějakou dobu provozován v nestabilní oblasti, aby došlo k dalšímu nárůstu teploty. Poté byl experiment ukončen.

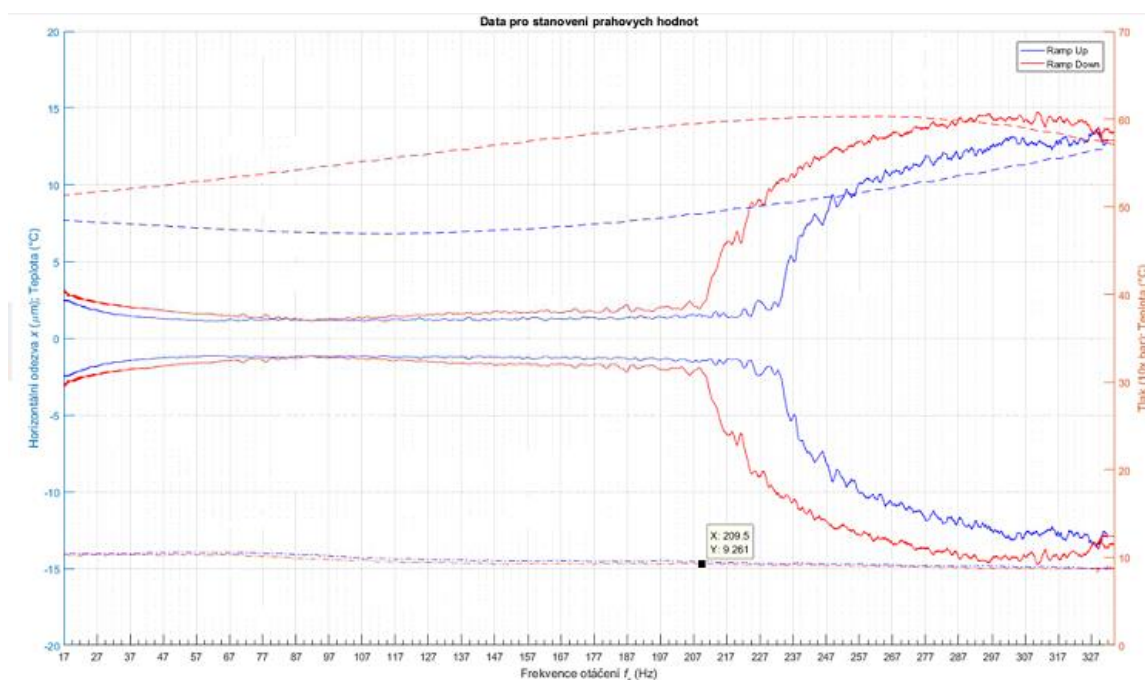
Stabilní nebo nestabilní stav rotoru byl v průběhu experimentu rozlišován pomocí okamžitého průběhu orbit středu rotoru, kdy po přechodu do nestabilní oblasti začal střed rotoru opisovat eliptické orbity charakteristické pro nestabilní chování systému.

4.1.2 Analýza dat

K mapování nestabilního chování mazacího filmu slouží u rotorových soustav frekvenční spektrum, kde analyzovaným signálem je poloha rotoru vzhledem ke středu ložiska. Z rešerše vyplývá, že při víření mazacího filmu se rotor pohybuje s frekvencí, která je blízká polovině okamžité frekvenci otáčení rotoru. Zatímco u tlučení mazacího filmu, které nastupuje po víření, se jeho frekvence blíží vlastní rezonanční frekvenci rotoru a s rostoucími otáčkami zůstává neměnná. Díky těmto poznatkům, lze ve frekvenčním spektru rozeznat, kdy se jedná o nestabilitu mazacího filmu a rozlišit tlučení od víření.

Výskyt nestabilit mazacího filmu je ovlivněn provozními parametry rotorové soustavy, jako je geometrie ložiska respektive jeho radiální vůle, viskozita maziva a její závislost na teplotě, tlaku v kontaktu a otáčky rotoru. Jelikož je při konkrétních experimentech zařízení provozováno při neměnné konfiguraci ložisek a parametrech maziva, rozhodujícím parametrem pro výskyt nestabilit jsou zde otáčky rotoru. Veškeré experimenty v této práci probíhají při rozběhu nebo zastavení rotoru. Poloha rotoru je tedy snímána v závislosti na změně frekvence otáčení rotoru, z tohoto důvodu se jedná o transientní analýzu. Výstupem experimentu jsou textové soubory obsahující údaje o otáčkách rotoru, jeho horizontální a vertikální výchylce, teplotě a tlaku maziva a teplotě ložiskové pánve. Tyto soubory jsou následně vyhodnoceny pomocí vyhodnocovacího softwaru, jehož tvorba byla součástí předchozí práce.

Z dosažených dat je následně vyhodnocována prahová rychlost vzniku nebo zániku nestability, která je určována podle skokového nárůstu výchylky rotoru na odpovídající frekvenci. Aby bylo možné lepe rozpoznat hranici vzniku nebo zániku nestability, probíhá vyhodnocení na základě RMSE obálky (Root Mean Square Envelope) vyhodnocovaného signálu (obr. 4.5). Při určení frekvence otáčení, při které došlo k výskytu nebo zániku nestability, je pro tyto otáčky odečtena odpovídající teplota ložiskové pánve. Dále bývá vyhodnocována amplituda nestabilního chování, která je však určována z dat neovlivněných RMS obálkou pro určení prahové rychlosti.



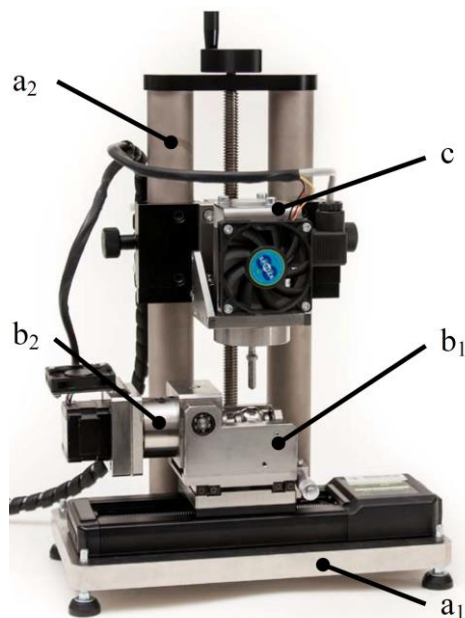
obr. 4.5 Ukázka dat pro stanovení prahové rychlosti výskytu a zániku nestability z RMS obálky rozkmitu středu rotoru.

4.2 Tvorba texturovaných povrchů

Jedním z cílů práce je zkoumání vlivu povrchových textur na průběh nestabilit mazacího filmu a vytvoření těchto texturovaných vzorků. Jako způsob výroby texturovaných povrchů byla vybrána technologie mechanická dentace. Za tímto účelem bylo použito progresivní zařízení pro tvorbu mikrovrtisků, které bylo zkonstruováno na Ústavu Konstruování v rámci jiné diplomové práce. Základem zařízení je základová deska (a₁, obr.4.6) a stojan s vertikálním polohovacím systémem (a₂, obr.4.6).

Dále je zde polohovací systém vzorku v horizontální rovině (b₁, obr.4.6). Samotný vzorek je upnut v držáku (b₂, obr.4.6) používaném při experimentálním měření na tribometrech, tento držák umožňuje natočení vzorku. Poslední částí zařízení je texturovací jednotka s indentorem poháněná elektromagnetickým aktuátorem s vratnou pružinou (c, obr.4.6).

Polohovací systém dovoluje přesné nastavení texturovaného vzorku za účelem vytvoření požadované geometrie struktury mikrovrtisků. Pohyby vzorku jsou realizovány motorizovaným lineárním posuvem a krokovým motorem. Texturovací zařízení je ovládáno pomocí řídicí jednotky. Obsahem jednotky jsou veškeré ovládací karty a jejich příslušenství. Řídicí elektronika s počítačem komunikuje prostřednictvím dvou sériových linek RS-232 a jednoho USB rozhraní.

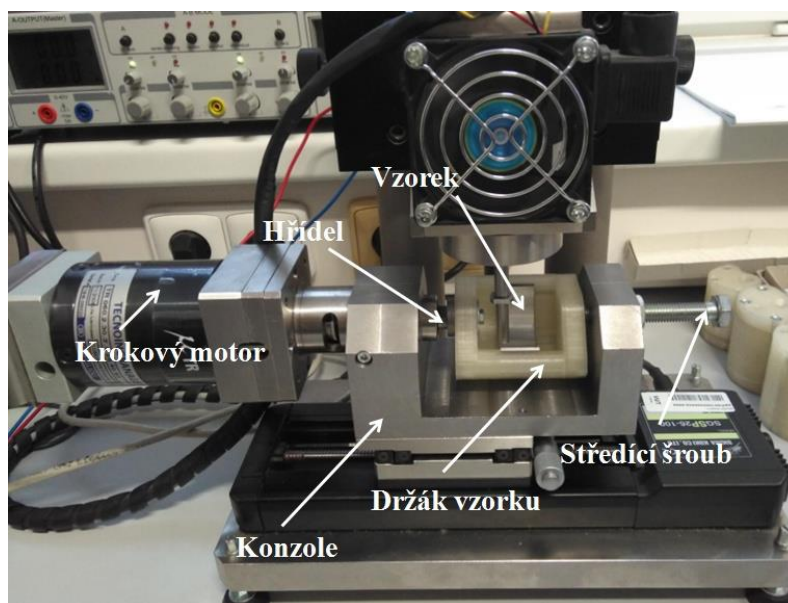


obr. 4.6 Progresivní zařízení pro tvorbu mikrovrtisků. [18]

Výše popsané zařízení bylo však navrženo pro texturování ložiskových kuliček, soudečků nebo kloubních hlavíc. Aby byla možná výroba textury na sférickém povrchu kluzného ložiska, bylo za potřeby provést konstrukční úpravu polohovacího systému v horizontální rovině (b_1 , obr.4.4.1) a držáku vzorku (b_2 , obr.4.4.1). Stejně jako v původním řešení bylo v konstrukční úpravě využito držáku používaného při experimentálních měřeních na tribometrech.

Konstrukční úprava byla koncipována tak, aby co nejvíce respektovala stávající podobu zařízení a byly nutné co nejmenší zásahy. Základem je ocelová konzola umístěná na horizontálním pojezdu zařízení (obr. 4.7). Tato konzola zajišťuje uchycení držáku vzorku společně s krokovým motorem umožňujícím jeho natáčení kolem vlastní osy. Držák vzorku je s krokovým motorem spojen prostřednictvím ocelové hřídele uložené v kuličkových ložiscích. Při návrhu konzole byl kladen důraz na přesnost otvoru pro usazení držáku vzorku, jeho souosost s otvorem pro středící šroub a kolmost vůči předepsaným základnám. Samotný držák ložiska byl vyroben pomocí aditivní technologie 3D tisku z PLA plastu. Aby byla zajištěna dostatečná tuhost uložení ložiska v držáku, byla při jeho tisku použita 40 % výplň a zesílena obálka.

Jelikož ložisko použité pro tvorbu povrchové textury je předepjaté, byl držák navrhnut tak, aby v něm ložisko po vložení drželo samosvorně. Pro zajištění vyšší tuhosti celého uložení byl držák ložiska podpírán pomocí středícího šroubu, jehož hrot se opíral o vnitřní kroužek kuličkového ložiska uloženého v držáku tak, aby byla umožněna volná rotace vzorku.

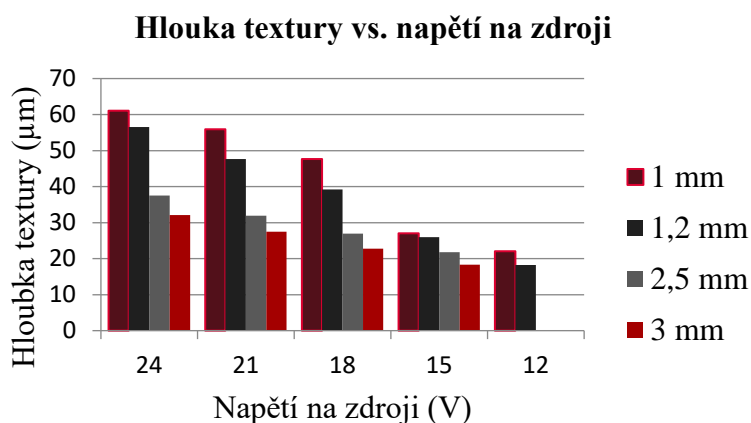


obr. 4.7 Konstrukční úprava původního zařízení pro texturování kluzných ložisek.

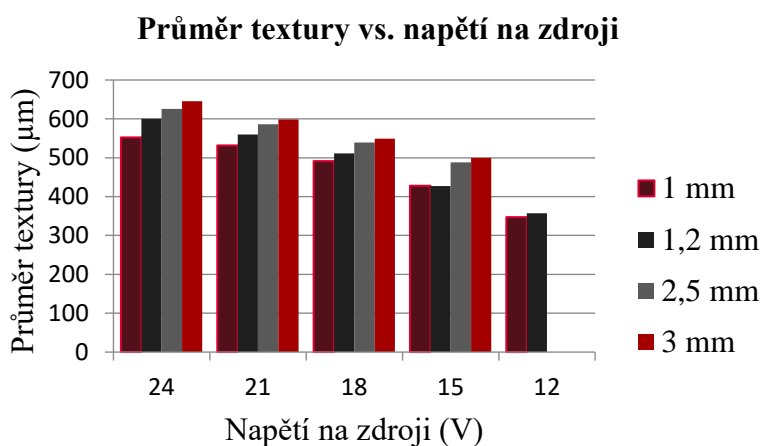
Síla magnetu, který vystřeluje indentor do vzorku, je řízena velikostí napětí na zdroji a vzdáleností indentoru před vystřelením od povrchu vzorku, na které závisí délka jeho trajektorie, než dojde ke kontaktu se vzorkem. Pro tvorbu vtisků byla dostupná řada indentorů s různým průměrem kuličky. Před výrobou samotných texturovaných vzorků pro experimentální měření bylo zapotřebí provést parametrizaci výše popsaných faktorů tak, aby bylo možné vyrobit texturu požadovaných rozměrů. Síla indentoru a velikost vtisku rostla s vyšším napětím, které bylo limitováno výkonem elektromagnetu na maximální hodnotu 24 V. Dále bylo zjištěno, že při delší trajektorii před kontaktem se vzorkem získává indentor vyšší energii, se kterou roste velikost vtisku.

Pro další parametrizaci textur byla zvolena konstantní vzdálenost indentoru od povrchu tak, aby maximální možný průnik kuličky indentoru a vzorku byl 0,5 mm.

V dalších testech probíhala regulace síly pouze změnou napětí na elektromagnetu. S každým indentorem byla provedena série testů na stejném typu ložiska jako pro tvorbu mikro textur. Testy byly prováděny s hodnotami napětí 24, 21, 18, 15 a 12 V. Při hodnotách napětí nižších než 12 V docházelo k tvorbě nepravidelných textur v důsledku nedostatečné síly pro překonání tření ve vedení nosiče indentoru. Vytvořené vzorky byly proměřeny na optickém profilometru Brüker, aby byla zjištěna hloubka a průměr textury při jednotlivých parametrech. Na obr. 4.8. a 4.9 můžeme vidět hloubku a průměr textury v závislosti na napětí zdroje pro použité indentory o průměru kuličky 1 mm, 1,2 mm, 2,5 mm a 3 mm.

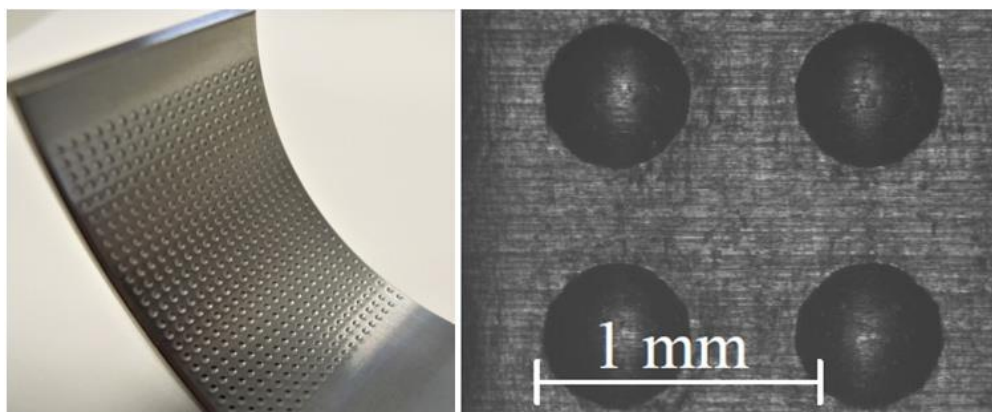


obr. 4.8 Hloubka textury v závislosti na napětí zdroje pro indentory s kuličkou 1 mm, 1,2 mm, 2,5 mm a 3 mm.



obr. 4.9 Průměr textury v závislosti na napětí zdroje pro indentory s kuličkou 1 mm, 1,2 mm, 2,5 mm a 3 mm.

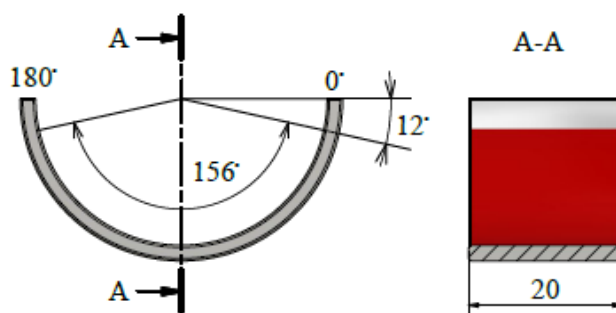
Při jistých konfiguracích napětí na zdroji a průměru kuličky použitého indentoru bylo pozorováno značné ovlivnění povrchu v okolí vtisku v důsledku vytvoření valu po obvodu vtisku při vytlačení materiálu. Jednalo se zejména o indentory s menšími průměry kuličky v kombinaci s vysokým napětím na zdroji, kdy indenter působil na povrch vzorku příliš velkým tlakem. Jako optimální konfigurace se ukázalo použití indentoru o průměru kuličky 1,2 mm při napětí 21 V. Při použití této konfigurace docházelo k minimálnímu ovlivnění povrchu v oblasti vtisku, kdy velikost valu na okraji vtisku vzniklého při vytlačení materiálu byla srovnatelná s profilem povrchu po obrábění při výrobě ložiska. Průměrné rozměry pro vybranou konfiguraci odpovídaly hloubce textury 46 μm a průměru 530 μm (obr. 4.10). U vybrané konfigurace se projevila taktéž dobrá opakovatelnost a pravidelné rozměry jednotlivých vtisků.



obr. 4.10 Povrchová textura ložiska s hloubkou $46\mu\text{m}$ a průměru $530\mu\text{m}$.

4.2.1 Texturované vzorky

Výběr vhodných rozměrů textury byl prováděn tak, aby její rozměry byly řádově srovnatelné s rozměry textur použitých při experimentálním měření ve studii [16] uvedené v rešerši. Na základě poznatků z rešerše byla taky zvolena hustota a oblast pokrytí plochy ložiska texturou. Dostupná plocha vzorku, na které bylo možno vyrobit texturovaný povrch, byla zde však limitována výrobní technologií a použitým zařízením, které bylo popsáno výše. Na obr. 4.11 můžeme vidět maximální plochu v radiálním a axiálním směru, kterou je možné pokrýt texturou. V axiálním směru zde není žádné omezení a může být tak využita celá šířka ložiska. V radiálním směru je pokrytí možné pouze od úhlu 12° od obou okrajů ložiska. Maximální radiální pokrytí je tak 156° .



obr. 4.11 Oblast možného pokrytí ložiska texturou v radiálním a axiálním směru.

Pro zkoumání nestabilit mazacího filmu bylo použito dělené kluzné ložisko bez povrchové textury určenoé pro spalovací motory automobilů. Stejně ložisko bylo použito jako základ pro vytvoření ložisek s texturovaným povrchem. Ložisko je vyrobeno z oceli a jeho povrch je povlakován hliníkovou slitinou. Vnitřní průměr ložiska je 38 mm, vnější průměr 42 mm a délka ložiska je 20 mm.

Aby bylo možné zkoumat vliv textury povrchů na výskyt nestabilit mazacího filmu, bylo zapotřebí navrhnout a vyrobit vzorky s požadovanými povrchovými texturami. Na základě rešerše vyplývá, že zásadní vliv na nestabilní chování rotorových soustav má umístění textury na povrchu ložiska vzhledem k nárůstu a poklesu tlaku v kontaktu.

Byly navrženy dva typy vzorků ložiska s texturou. U obou vzorků zaujímala texturovaná plocha maximální šířku ložiska v axiálním směru. Jednotlivé vzorky se lišily rozsahem texturované plochy ve směru radiálním. U prvního vzorku A1 se texturovaná oblast v radiálním směru nacházela od 12° do 90°. Pro vzorek A2 bylo využito maximálního možného pokrytí ložiska v radiálním směru od 12 ° do 168°. V případě obou vzorků tvořila textura pokrytí 30 % plochy z výše popsané texturované oblasti. Tabulka 4.1 uvádí přehled texturovaných vzorků.

Tab. 4.1 Přehled texturovaných vzorků.

Vzorek	Radiální pokrytí [°]	Axiální pokrytí [mm]	Hustota pokrytí texturou [%]	Poloměr textury [μm]	Hloubka textury [μm]
A1	12-90	20	31	530	42
A2	12-168	20	31	530	42

5 VÝSLEDKY

Prostřednictvím níže uvedených experimentů byl zkoumán vliv jednotlivých provozních parametrů a povrchových textur na výskyt nestabilit u nezatíženého tuhého rotoru. Princip těchto experimentů spočíval zejména v určení prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu a brzdění rotoru pro různé počáteční podmínky. Rozběh byl prováděn z nenulových otáček tak, aby byl eliminován vliv chaotického pohybu středu rotoru při rozběhu z klidu, než dojde k jeho ustálení ve stabilní poloze. Před zahájením měření byl rotor roztočen na 1000 ot/min a při těchto otáčkách byl provozován, dokud nedošlo k stabilizaci jeho středu v rámci radiální vůle ložiska. Pro níže uvedené experimenty byl rozsah měření prováděn od 1000 ot/min do 20 000 ot/min (od 16,7 Hz do 333 Hz) se stejnou rozběhovou i brzdící rampou, kdy rozběh, respektive brzdění, rotoru trvalo 57 s. Veškerá měření byla prováděna s olejem pro hydraulická zařízení ISO-VG 22 a tuhým rotorem. Tabulka 5.1 uvádí přehled všech použitých konfigurací zařízení.

Tab. 5.1 Přehled použitých konfigurací.

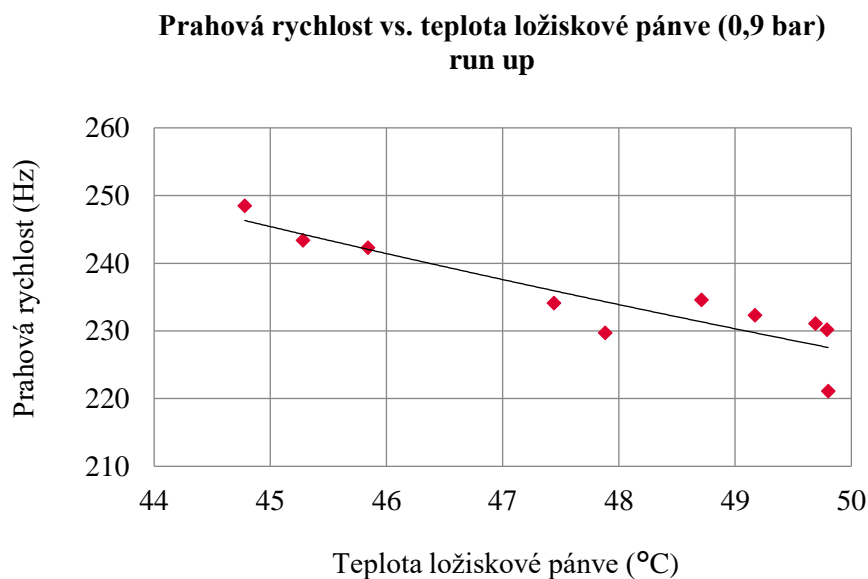
Vzorek	Rotor	Radiální vůle [μm]	Uložení	Olej	Rozsah otáček [Hz]
A0	R1, R2	R1=40,5 R2= 70	Dvou ložiskové, symetrické	ISO-VG_22	16,7-333
A1					
A2					
B1	R1	75			
B2					

5.1 Vliv provozních parametrů na výskyt nestabilit

5.1.1 Vliv teploty

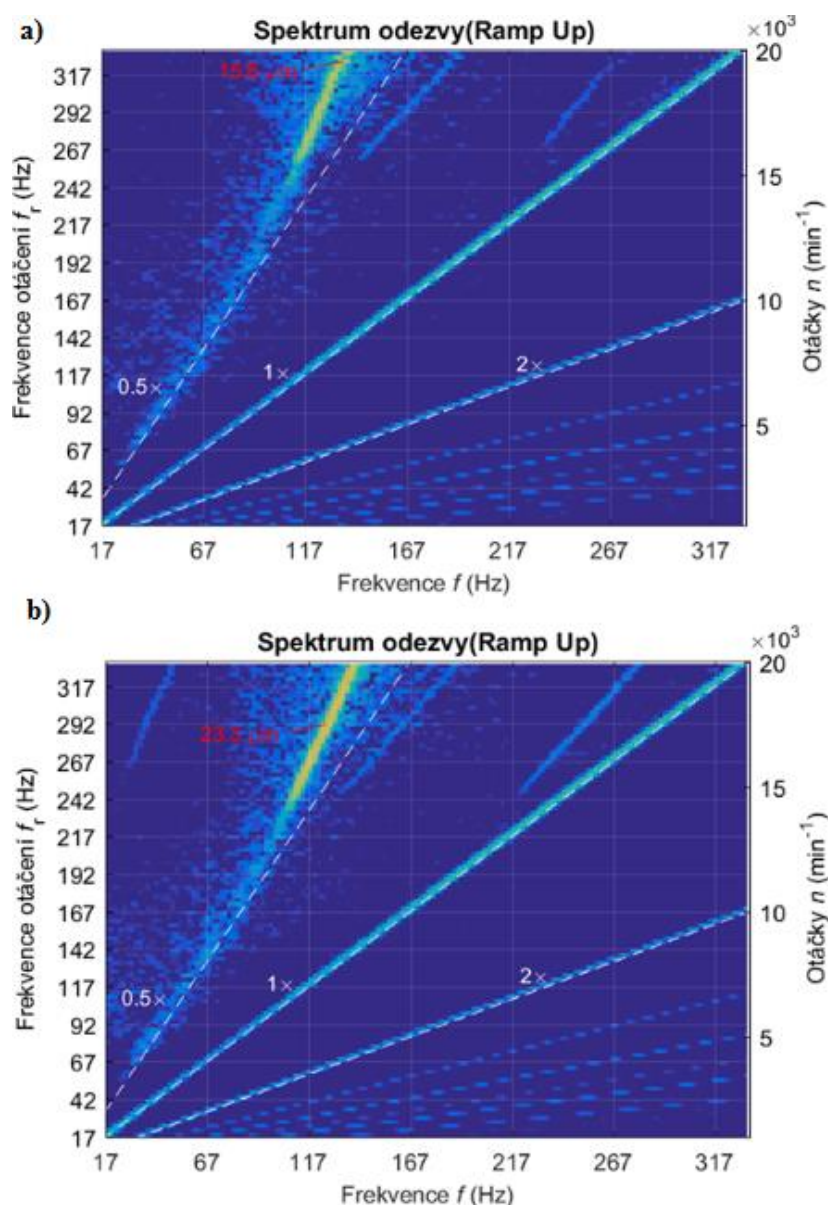
Experimenty byly prováděny v konfiguraci se dvěma ložisky (A0) určenými pro spalovací motory o šířce 20 mm v kombinaci s rotorem R2 s radiální vůlí 70 μm. Jednalo se o ložiska bez povrchové textury. Byla provedena série experimentů při konstantním tlaku 0,9 bar na vstupu do ložiska. U jednotlivých experimentů byla postupně zvyšována počáteční teplota ložiskové pánve, se kterou rostla teplota maziva v kontaktu.

Na obr. 5.1 můžeme vidět závislost prahové rychlosti vzniku nestability na teplotě ložiskové pánve při rozběhu rotoru. Svislá osa zobrazuje prahovou rychlost, při které došlo u rotoru k přechodu do nestabilní oblasti, což se projevilo vířením mazacího filmu. Na vodorovné ose můžeme vidět odpovídající teplotu ložiskové pánve ve chvíli vzniku nestability.



obr. 5.1 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru v závislosti na teplotě ložiskové pánve při tlaku na vstupu do ložiska 0,9 bar.

Výše uvedené experimenty ukazují, že s rostoucí teplotou dochází k poklesu prahové rychlosti, při které dojde k vzniku nestability. Zároveň s poklesem prahové rychlosti nestabilního chování dochází s rostoucí teplotou k celkovému posuvu nestability do nižšího spektra otáček a k jejímu výraznějšímu rozvoji v pozorovaném rozsahu otáček. Důsledkem čehož pozorujeme zároveň s rostoucí teplotou nárůst amplitudy nestability. Obr. 5.2 ukazuje spektrální diagramy průběhu experimentu při tlaku na vstupu do ložiska 0,9 bar. Na těchto diagramech můžeme pozorovat jednak posuv prahové rychlosti výskytu nestability do nižšího spektra otáček a zároveň nárůst amplitudy vibrací. Svislá osa vlevo zobrazuje otáčky rotoru v hercích a vpravo v otáčkách za minutu. Vodorovná osa zobrazuje frekvenci vibrací. Na diagramu a) i b) můžeme vidět výskyt víření mazacího filmu, které se nachází v blízkosti 0,5 násobku okamžité rychlosti otáčení rotoru. U diagramu a) je amplituda 15,6 μm při prahové rychlosti výskytu nestability 242,3 Hz, při teplotě ložiskové pánve 45,84 °C. U diagramu b) je amplituda 22,3 μm a prahová rychlost výskytu nestability 232,3 při teplotě ložiskové pánve 49,17 °C.

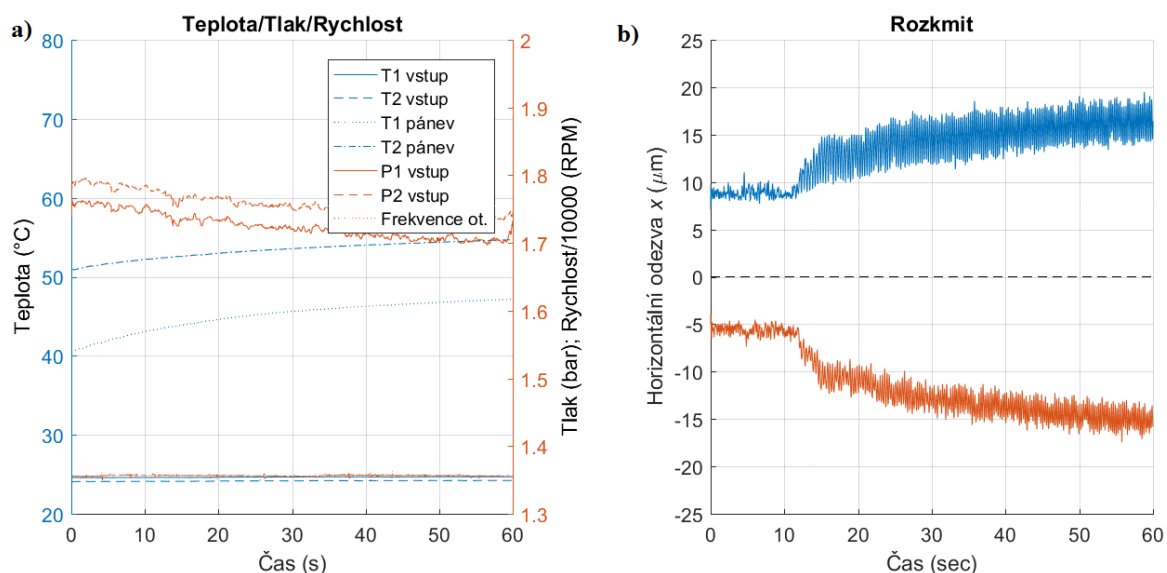


obr. 5.2 Kaskádové diagramy ukazující vliv teploty na změnu prahové rychlosti výskytu nestability a velikost amplitudy v pozorovaném intervalu otáček od 16,7 Hz do 333 Hz.

Vliv teploty na prahovou rychlost vzniku nestability byl taktéž jasně prokázán následujícím experimentem. Zde byl rotor provozován při konstantních otáčkách 13 500 ot/min a tlaku na vstupu do ložiska přibližně 1,75 bar. Na počátku experimentu v čase $t=0$ s byla teplota ložiskové pánve 40 °C a rotor vykazoval stabilní chování. V průběhu experimentu při konstantních otáčkách docházelo postupem času k ohřevu ložiskové pánve, se kterou rostla teplota maziva v kontaktu. V čase $t=12$ s odpovídala teplota ložiskové pánve 43,5 °C a rotor přešel do nestabilní oblasti, která se projevila vířením mazacího filmu, v jehož důsledku byl pozorován větší rozkmit středu rotoru. Na obr. 5.3 a) můžeme vidět časový průběh teploty pozorované ložiskové pánve T1, tlaku na vstupu do ložiska P1 a otáčky rotoru. Rozkmit rotoru v závislosti na čase pozorujeme na obr. 5.3 b), kde je jasně patrný přechod ze stabilní oblasti v čase $t=12$ s do nestabilní oblasti.

Po dosažení nestability docházelo k dalšímu nárůstu teploty ložiskové pánve, se kterou rostla teplota maziva v kontaktu. Z dalšího průběhu experimentu na obr. 5.3 b) můžeme pozorovat nárůst amplitudy nestability s rostoucí teplotou.

Z experimentu je patrné, že rotor provozovaný při konstantních otáčkách a konstantním tlaku na vstupu do ložiska, který se nejprve pohyboval ve stabilní oblasti, přešel v důsledku nárůstu teploty do nestabilní oblasti.



obr. 5.3 Vyvolání nestability při konstantních otáčkách rotoru v důsledku nárůstu teploty ložiskové pánve a maziva v kontaktu. a) průběh teploty, tlaku na vstupu do ložiska a otáček v závislosti na čase, b) rozkmit středu rotoru v závislosti na čase.

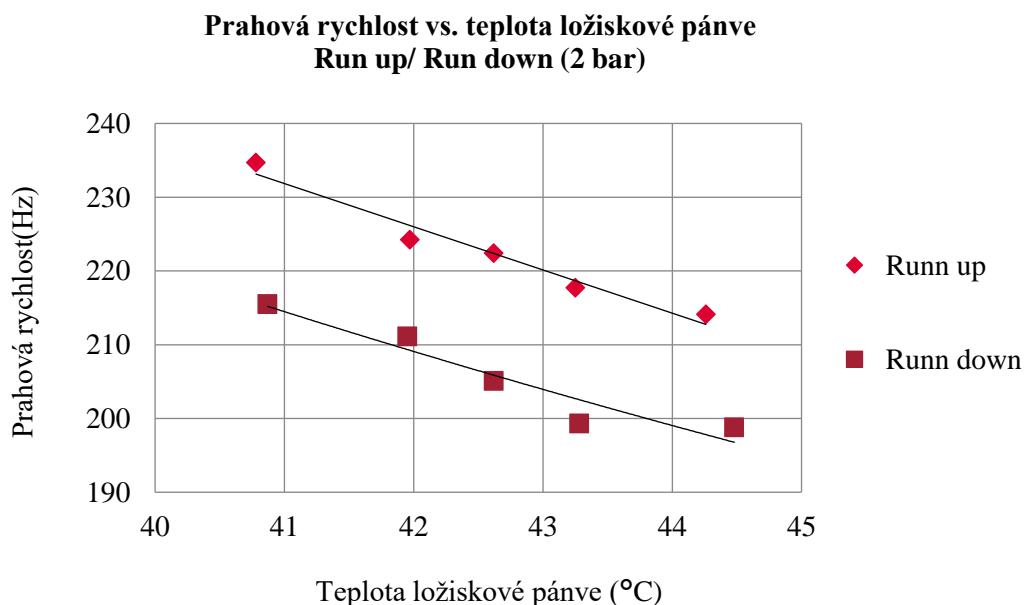
5.1.2 Vliv hystereze

U použitého simulátoru kluzných ložisek popsaného výše v kapitole 4.1 dochází v průběhu experimentu při rozběhu a brzdění rotoru k neustálé změně teploty v kontaktu v důsledku tření. S rostoucími otáčkami nejprve teplota ložiskové pánve stoupá, po dosažení cílových otáček je rotor brzděn. Brzdění rotoru zpočátku doprovází nárůst teploty. Až při dalším poklesu otáček začne společně s otáčkami klesat i teplota ložiskové pánve. Průběh teploty ložiskové pánve je tedy při rozběhu rotoru a jeho následnému brzdění odlišný. K výskytu nestability při rozběhu a jejímu následnému zániku při brzdění v rámci jednoho experimentu dochází tak při odlišných teplotách ložiskové pánve.

Z kapitoly 5.1.1. je zřejmé, že prahová rychlost výskytu nestability závisí na teplotě ložiskové pánve. Není tak možné v rámci jednoho experimentálního měření hodnotit vliv hystereze na prahovou rychlost vzniku a zániku nestability. Aby bylo možno hysterezi hodnotit, je potřeba vyloučit vliv teploty při rozběhu a brzdění rotoru. Za tímto účelem bylo provedeno větší množství experimentů při různých počátečních teplotách ložiskové pánve.

Zde prováděné experimenty probíhaly v konfiguraci s ložisky A0 v kombinaci s rotorem R2, kdy radiální vůle byla 70 μm . Plnicí tlak odpovídal 2 bar.

Následně byla u těchto experimentů vyhodnocena prahová rychlost vzniku nestability při rozběhu a zániku nestability při brzdění rotoru s odpovídajícími teplotami ložiskové pánve pro oba stavy. Poté byly vytvořeny dvojice kombinací dat z různých experimentů tak, aby se u nich co nejvíce shodovala teplota ložiskové pánve při vzniku a zániku nestability.

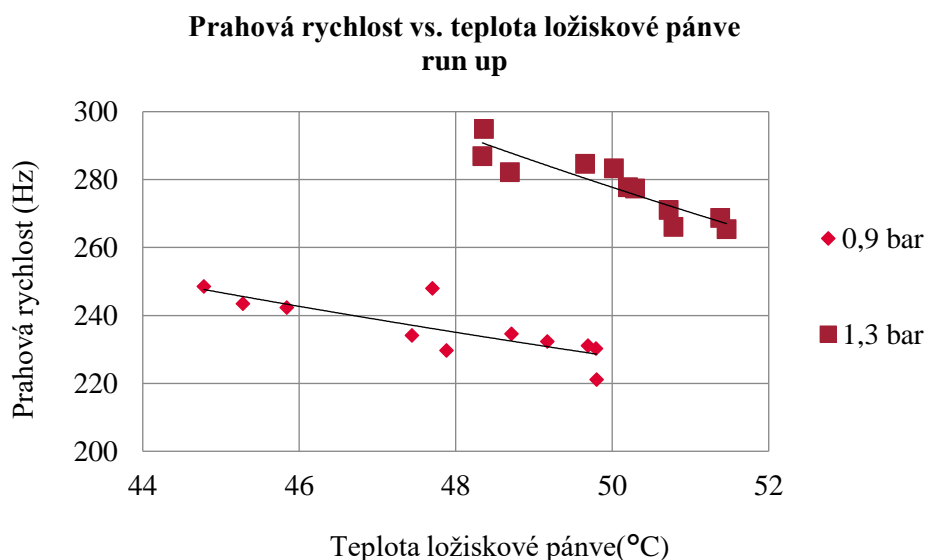


obr. 5.4 Vliv hystereze na posuv prahové rychlosti vzniku a zániku nestability při rozběhu a brzdění rotoru.

Na obr. 5.4 můžeme vidět průběh prahové rychlosti vzniku a zániku nestability při rozběhu (runn up) a brzdění rotoru (runn down) v závislosti na teplotě ložiskové pánve. Můžeme zde vidět výše popsáný vliv teploty z kapitoly 5.1.1 na hodnotu prahové rychlosti vzniku a zániku nestability. Z grafu je však patrné, že i při téměř totožné teplotě ložiskové pánve při vzniku a zániku nestability u rozběhu a brzdění rotoru dochází k posuvu prahové rychlosti nestabilního chování. Při dané teplotě je prahová rychlost vzniku nestability při rozběhu rotoru vyšší, než prahová rychlost zániku nestability při brzdění rotoru. Je zde jasně patrný projev hystereze, který má za následek posun prahových rychlostí vzniku a zániku nestability.

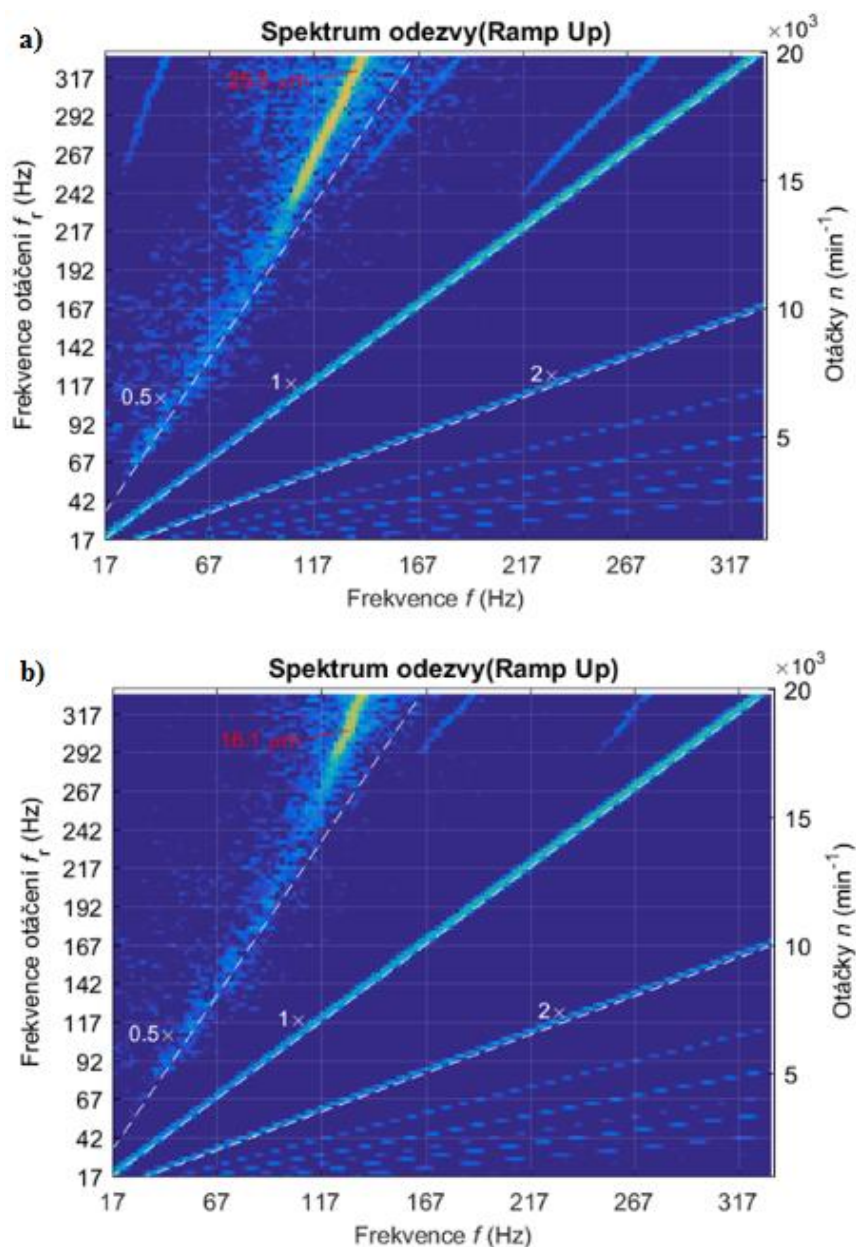
5.1.3 Vliv tlaku

Vedle teploty je dalším provozním parametrem ovlivňující prahovou rychlost výskytu nestability tlak na vstupu do ložiska. Aby bylo možné objasnit vliv tlaku na nestabilní chování rotorových soustav, byly provedeny série experimentů pro různé tlaky na vstupu do ložiska tak, aby byl vyloučen vliv teploty. Na obr 5.5 můžeme vidět závislost prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru při různých teplotách ložiskové pánve pro tlaky na vstupu do ložiska 0,9 bar a 1,3 bar. Experimentální aparatura zde byla tvořena konfigurací ložisek A0 s rotorem R2 a radiální vůlí 70 μm .



obr. 5.5 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru pro různé plnicí tlaky ložiska.

Z grafu je patrné, že při vyšším tlaku dochází k posuvu prahové rychlosti nestabilního chování do vyššího spektra otáček rotoru. Zároveň s nárůstem prahové rychlosti nestabilního chování dochází s rostoucím tlakem k celkovému posuvu nestability do vyššího spektra otáček a nedochází tak k jejímu výraznějšímu rozvoji v pozorovaném rozsahu otáček experimentu. Důsledkem čehož pozorujeme s rostoucím tlakem pokles amplitudy nestabilního chování. Na obr. 5.5 jsou zobrazené kaskádové diagramy pro plnicí tlak 0,9 bar (obr. 5.6 a)) a 1,3 bar (obr. 5.6 b)). Na obou uvedených diagramech dochází k výskytu nestability při téměř stejné teplotě ložiskové pánve. U diagramu s nižším plnicím tlakem (obr. 5.5 a)) je prahová rychlost vzniku nestability 230,5 Hz při teplotě ložiskové pánve 49,79 °C s amplitudou 16,1 μm . Pro vyšší plnicí tlak (obr. 5.6 b)) je prahová rychlost vzniku nestability 277,8 Hz při teplotě 50,02 °C s amplitudou 25,8 μm . Je zde tak patrný posuv nestabilního chování rotoru do vyššího spektra otáček s rostoucím tlakem, který má vliv také na amplitudu vibrací nestability pozorované v daném rozsahu otáček, při kterém experimenty probíhají. Z obr 5.5 a 5.6 tak vyplývá, že vyšší tlak má na rotorovou soustavu stabilizační účinek.

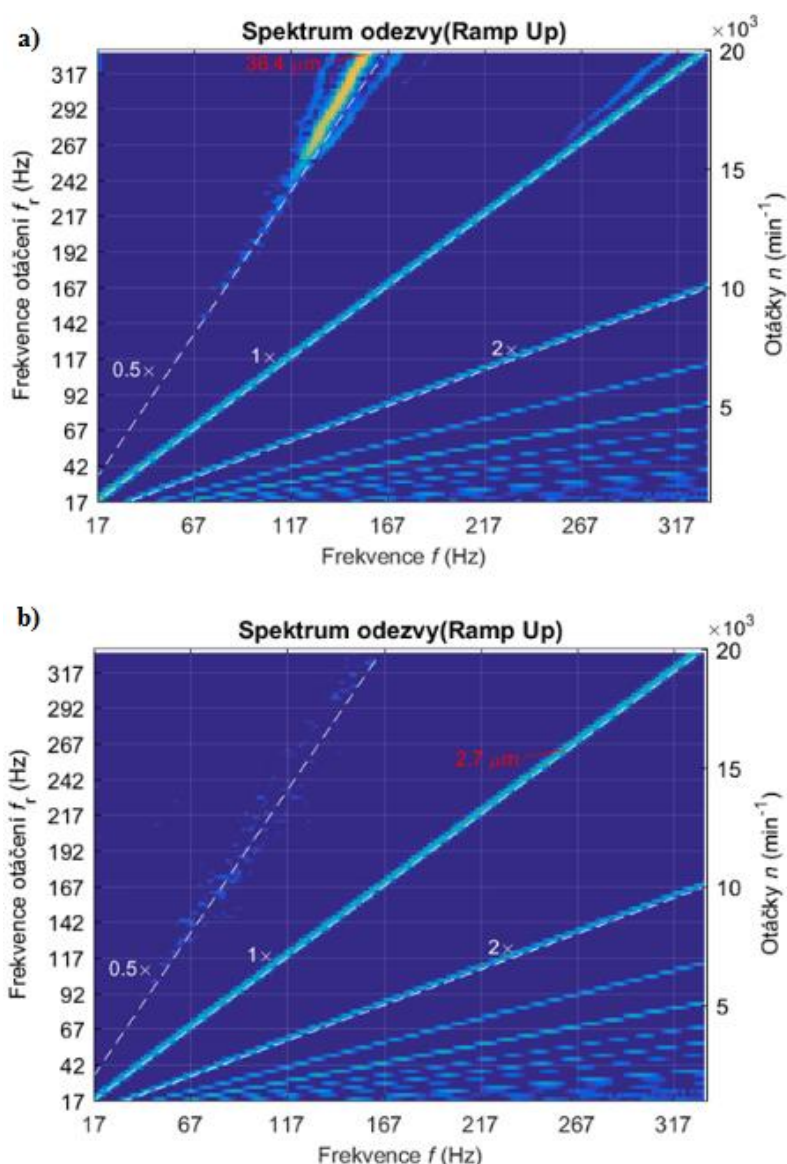


obr. 5.6 Kaskádové diagramy ukazující vliv plnicího tlaku na změnu prahové rychlosti výskytu nestability a velikost amplitudy v pozorovaném intervalu otáček od 16,7 Hz do 333 Hz.

5.1.4 Vliv geometrických parametrů ložiska

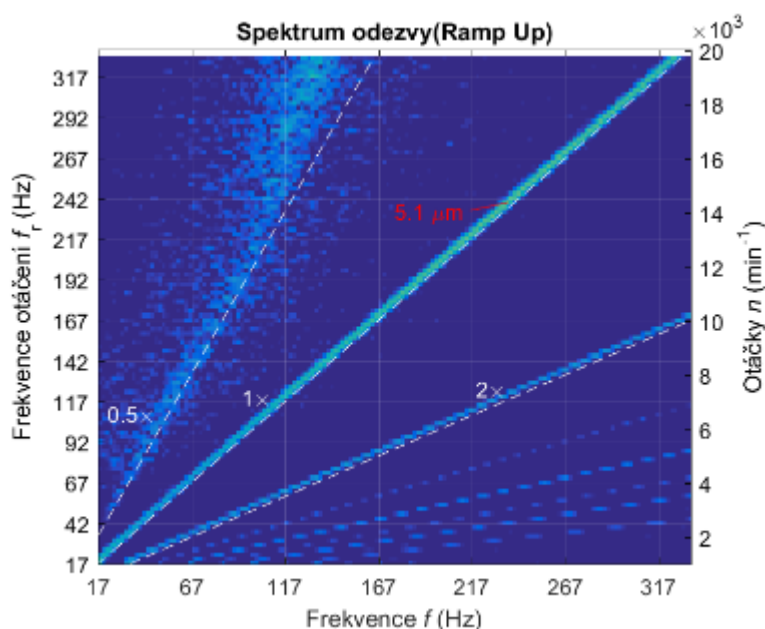
V této kapitole je hodnocen vliv délky ložiska a radiální vůle na výskyt nestabilního chování rotoru. Při hodnocení vlivu délky ložiska byla použita konfigurace se dvěma typy dělených PTFE ložisek s teflonovým povlakem o délkách 20 mm (B1) a 40 mm (B2) v konfiguraci s rotorem R1 a radiální vůlí 75 μm . S jednotlivými typy ložisek byly provedeny série experimentů, které probíhaly při stejném plnicím tlaku (0,9 bar) a ve stejném teplotním rozsahu tak, aby bylo možné porovnat dosažené výsledky. Experimenty prokázaly, že délka ložiska má zásadní vliv na průběh nestability u rotorových soustav.

U kratšího ložiska byl pozorován výskyt nestabilního chování u všech provedených experimentů. Zatímco u delšího ložiska nebylo při stejných provozních parametrech vůbec dosaženo nestability, a to ani pro nejvyšší počáteční teploty, které mají za následek vyšší nestabilitu systému. Na obr. 5.6 můžeme vidět spektrální diagram, který ukazuje průběh nestabilního chování pro ložisko o délce 20 mm (5.7 a)) a 40 mm (5.7 b)). Oba experimenty probíhaly při stejných počátečních podmínkách. U kratšího ložiska dochází k výskytu nestability v podobě víření mazacího filmu ve frekvenční oblasti blížící se 0,5 násobku okamžité rychlosti otáčení rotoru při frekvenci otáčení 247,1 Hz, čemuž odpovídá teplota ložiskové pánve 41°C s amplitudou 36,4 μm . Na spektrálním diagramu pro širší ložisko je patrné, že nedochází k výskytu nestability a největší amplitudy 2,7 μm zde dosahují synchronní vibrace na frekvenčním spektru, které odpovídá 1 násobku okamžité frekvence otáčení rotoru.



obr. 5.7 Spektrální diagramy ukazují vliv šířky ložiska na výskyt nestability při rozběhu rotoru pro stejné počáteční podmínky experimentu a) ložisko 20 mm b) 40 mm.

Pro posouzení vlivu radiální vůle ložiska byly použity dva tuhé rotory R1 a R2 s rozdílným průměrem. Při obou experimentech byla použita ložiska určená pro spalovací motory (A0) o šířce 20 mm s radiální vůlí v závislosti na použitém rotoru 70 μm a 40,5 μm . Oba experimenty probíhaly při stejných počátečních podmínkách tak, aby byl vyloučen vliv tlaku a teploty a bylo možno objektivně posoudit vliv velikosti radiální vůle ložiska. Plnicí tlak byl v tomto případě 0,9 bar. Výsledek pro uložení s radiální vůlí 70 μm je uveden v předchozí kapitole 5.1.3 na obr. 5.6 a). Můžeme zde pozorovat nestabilní chování rotoru v podobě víření mazacího filmu. Na obr. 5.8. je uveden spektrální diagram pro uložení s radiální vůlí 40,5 μm . Na frekvenci 0,5 násobku okamžité frekvence otáčení lze pozorovat jistý rozkmit rotoru, který však nelze považovat za projev čistě nestabilního chování systému. Největší amplitudy vibrací bylo dosaženo na frekvenci odpovídající jedno násobku okamžité rychlosti otáčení, kdy tyto vibrace jsou projevem nevyváženosti rotoru. Z výsledku je patrné že ložisko s menší radiální vůlí má stabilizační efekt a nedošlo zde k výraznějšímu rozvoji nestability.

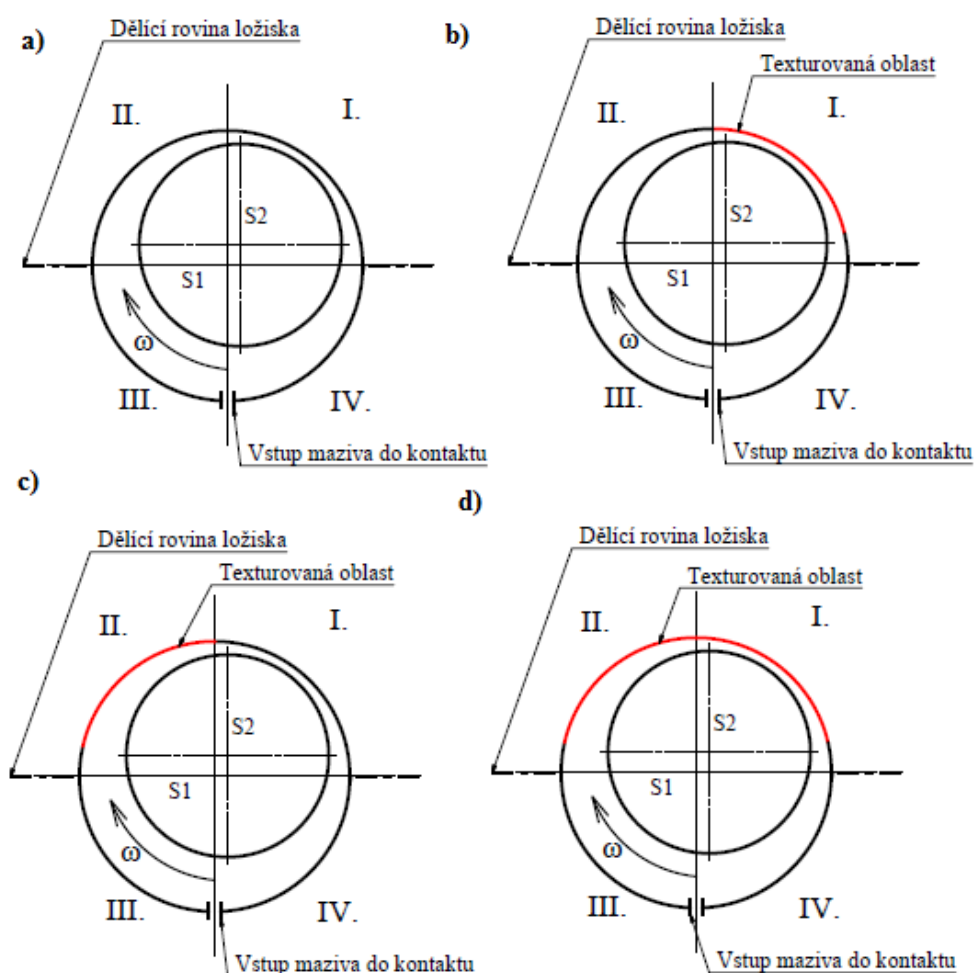


obr. 5.8 Spektrální diagram pro ložisko s radiální vůlí 40,5 μm . Během experimentu nedošlo k vyvození nestability. Největší hodnota střední amplitudy byla pozorována ve frekvenčním spektru synchronních vibrací

5.2 Vliv povrchových textur ložiska na výskyt nestabilit

Aby bylo možné posoudit vliv texturovaných povrchu na nestabilní chování rotorových soustav, byly za tímto účelem vytvořeny ložiska s různými typy textur, které byly popsány výše v kapitole 4.2.1. Jednalo se o uložení se dvěma ložisky určenými pro spalovací motory o šířce 20 mm bez textury (A0), nebo s odpovídající povrchovou texturou (A2, A3) v konfiguraci s nepoddajným rotorem R2, kde velikost radiální vůle byla 70 μm .

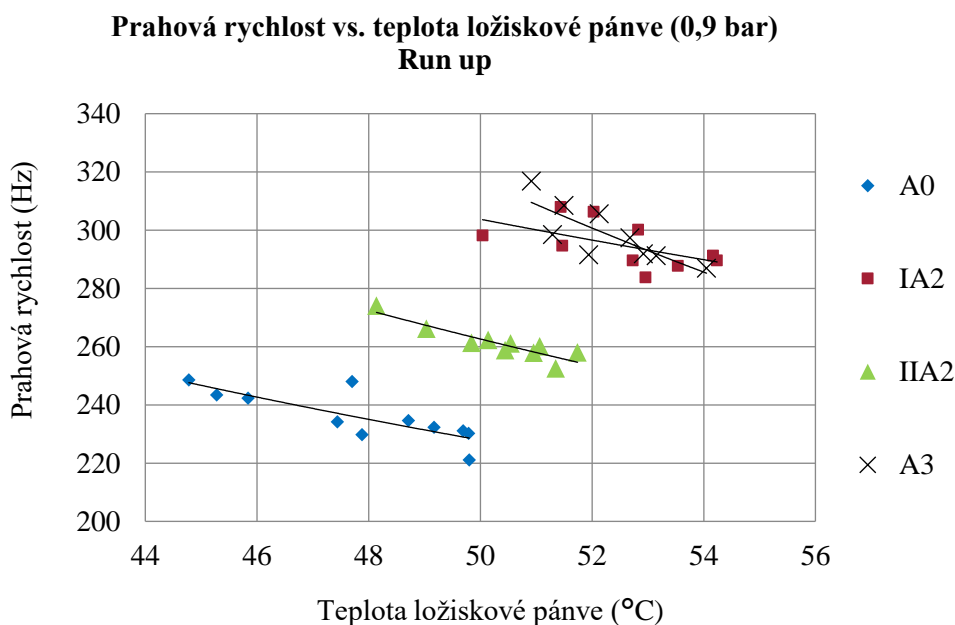
Zásadní při experimentech s texturovanými ložisky bylo umístění texturované oblasti ložiska tak, aby se vzhledem k minimální tloušťce mazacího filmu v kontaktu nacházela buď to v místě nárůstu nebo poklesu tlaku v kontaktu, nebo pokrývala obě tyto oblasti. U veškerých experimentů probíhala měření s nezatíženým rotorem, který byl zatížen pouze vlastní vahou. Z tohoto důvodu nebylo možné jasně určit polohu minimální tloušťky mazacího filmu v průběhu experimentu jak je tomu u zatížených rotorů.



obr. 5.9 Poloha středu rotoru v průběhu experimentu a jednotlivé konfigurace umístění texturované oblasti.

Za tímto účelem byly provedeny zkušební experimenty se stejnými počátečními provozními parametry jako u plánovaných experimentů s texturovanými ložisky. V rámci těchto experimentů byla pozorována poloha středu rotoru v rámci ložiska při jeho rozběhu a následném brzdění. Experimenty ukázaly, že s výjimkou okamžiků těsně po rozběhu z nulových otáček a v okamžiku těsně před zastavením rotoru, se jeho střed v průběhu celého experimentu nachází v prvním kvadrantu souřadného systému (obr. 5.9).

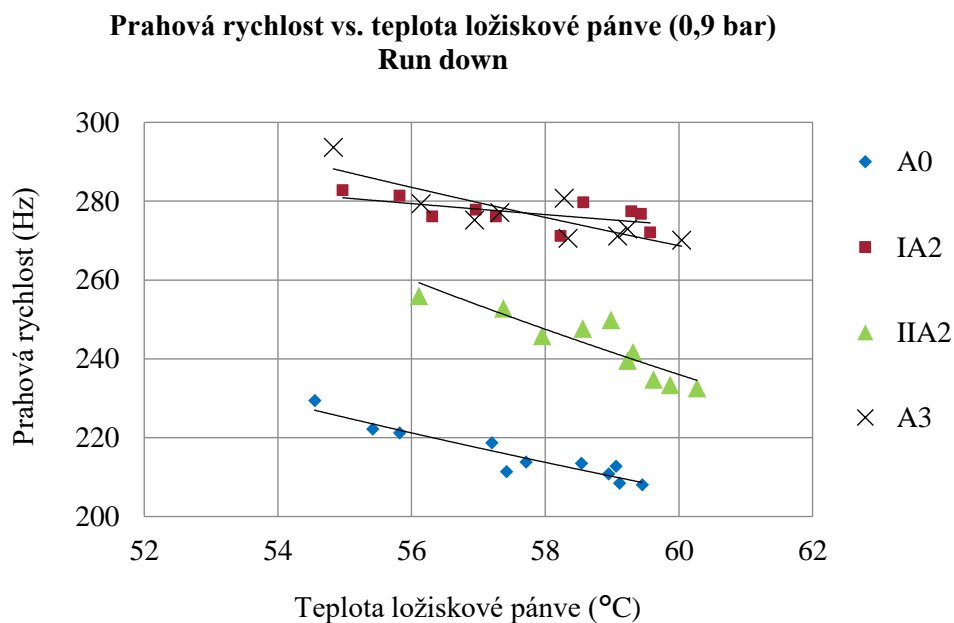
Nyní, když byla známa poloha středu rotoru a tím pádem místo minimální tloušťky mazacího filmu v průběhu experimentů, bylo možné správně orientovat texturovanou oblast ložiska. Se vzorky popsanými výše v kapitole 4. byly k dispozici 4 konfigurace uložení. Tyto konfigurace je možné vidět na obr. 5.9. a) A0, b) IA2, c) IIA2 a d) A3. Pro každou konfiguraci bylo provedeno 10 měření pro plnicí tlaky 0,9 bar a 1,3 bar. Uložení rotoru bylo vždy symetrické a u obou ložiskových domků byly použity stejné typy ložisek a jejich orientace.



obr. 5.10 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 0,9 bar.

Na obr 5.10 můžeme vidět závislost prahové rychlosti na teplotě vzniku nestability v podobě víření mazacího filmu při rozběhu rotoru při plnicím tlaku 0,9 bar. Z grafu je patrné, že zde není zcela vyloučen vliv teploty, jelikož se nepodařilo naměřit veškeré experimenty pro stejné počáteční teplotní podmínky. Proto je zde u jednotlivých konfigurací posuv teplotního rozsahu, při kterých byly experimenty prováděny. Z toho důvodu se zde experimenty pro jednotlivé konfigurace částečně překrývají pouze v oblasti 50 °C, kdy u těchto experimentů je vliv teploty minimalizován. Z trendu jednotlivých měření je však patrné, že při použití různých konfigurací dochází k výskytu nestabilního chování při odlišných prahových rychlostech rotoru.

Modré kosočtverce představují konfiguraci A0. Zelené trojúhelníky reprezentují částečně texturovanou polovinu ložiska, kdy texturovaná oblast byla orientována v místě nárůstu tlaku v kontaktu (konfigurace IIA2). Červené čtverce zastupují experimenty s částečně texturovanou polovinou ložiska, kdy texturovaná oblast byla orientována v místě poklesu tlaku v kontaktu (konfigurace IA2). Černé křížky reprezentují konfiguraci s plně texturovanou polovinou ložiska, kdy texturovaná oblast byla umístěna v místě nárůstu a poklesu tlaku v kontaktu (konfigurace A3).

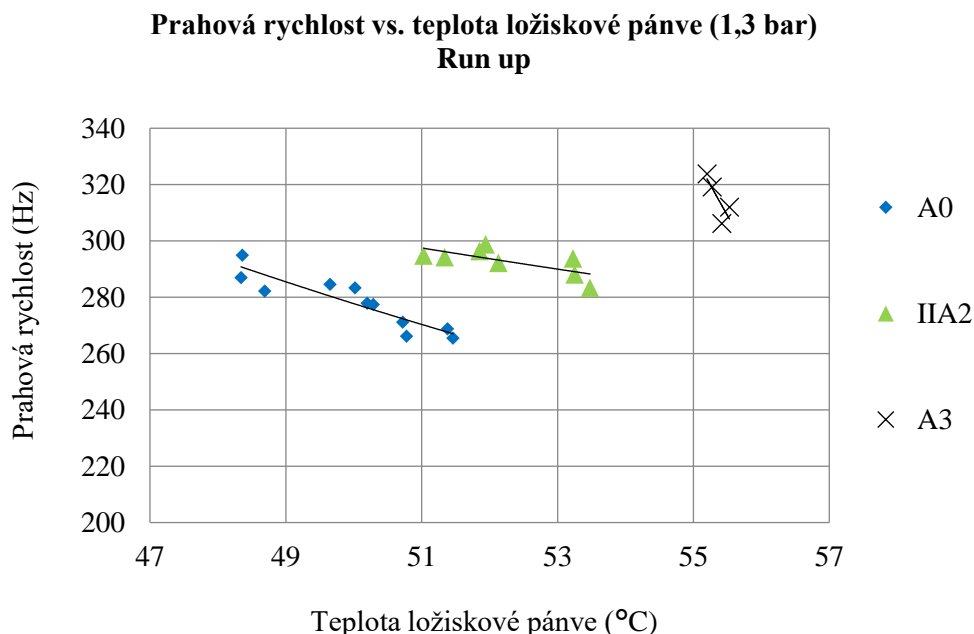


obr. 5.11 Závislost prahové rychlosti zániku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 0,9 bar.

Graf na obr. 5.11 představuje závislost prahové rychlosti na teplotě zániku nestability v podobě víření mazacího filmu při brzdění rotoru pro stejné experimenty jako na obr. 5.10, při stejném plnicím tlaku 0,9 bar. Jelikož při brzdění rotoru nedochází k tak značné změně teploty v kontaktu jako při rozběhu a celková teplota systému je stabilnější, můžeme tak vidět téměř úplné překrytí experimentů při různých konfiguracích v plném teplotním rozsahu. Vliv teploty je zde tak maximálně eliminován a my můžeme konstatovat, že posuv prahových rychlostí vzniku respektive zániku nestabilního chování mezi jednotlivými konfiguracemi je důsledkem povrchových textur.

Z výše uvedených experimentů vyplývá, že při všech uvedených konfiguracích s povrchovými texturami na ložisku dochází oproti ložisku bez textury k posuvu prahové rychlosti vzniku a zániku nestability do vyššího spektra otáček rotoru. Velikost posuvu je však rozdílná pro různé konfigurace s texturami. Nevyššího rozdílu prahových rychlostí vzniku a zániku nestability oproti ložisku bez textury bylo dosaženo s částečně texturovanou polovinou ložiska, kdy texturovaná oblast byla umístěna v místě poklesu tlaku v kontaktu.

Srovnatelných hodnot při posuvu prahových rychlostí do vyššího spektra otáček oproti netexturovanému ložisku bylo dosaženo při konfiguraci s plně texturovanou polovinou ložiska umístěnou v místě nárůstu a poklesu tlaku v kontaktu. K nejmenšímu posuvu prahových rychlostí oproti netexturovanému ložisku bylo dosaženo částečně texturovanou polovinou ložiska, kdy texturovaná oblast byla orientována v místě nárůstu tlaku v kontaktu.



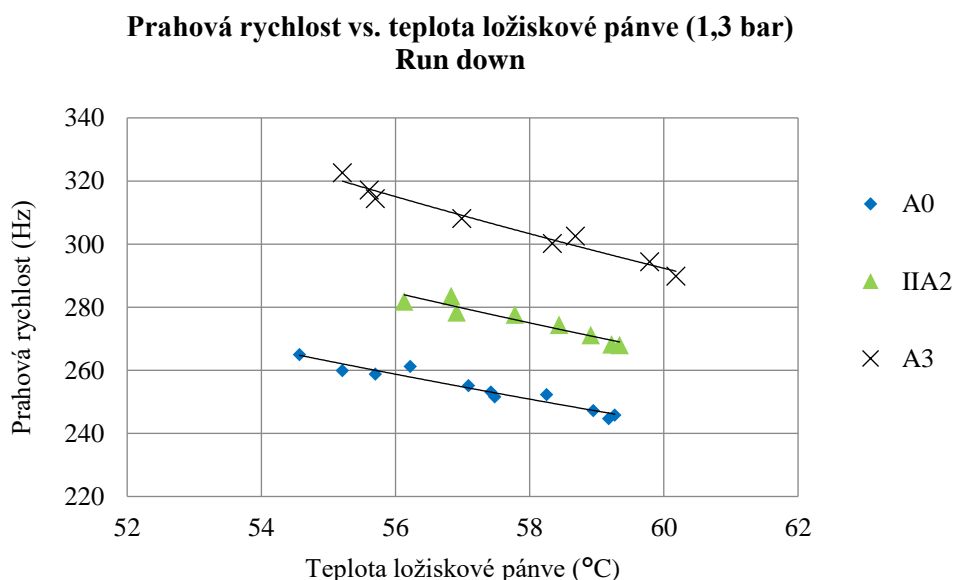
obr. 5.12 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 1,3 bar.

Experimenty s výše popsányými konfiguracemi byly provedeny taktéž pro vyšší plnicí tlak 1,3 bar. Na obr 5.12 můžeme vidět graf závislosti prahové rychlosti na teplotě vzniku nestability v podobě víření mazacího filmu při rozběhu rotoru pro plnicí tlak 1,3 bar. V grafu zcela chybí data pro konfiguraci s částečně texturovanou polovinou ložiska, kdy byla texturovaná oblast umístěna v místě poklesu tlaku v kontaktu. Při použití této konfigurace nebylo při daných podmínkách dosaženo nestabilního chování rotorové soustavy. K nedosažení nestability nedošlo také pro jiné konfigurace při nižších teplotách ložiskové pánve. Z toho důvodu neobsahuje vyhodnocení takové množství experimentů jako u plnicího tlaku 0,9 bar. Tento jev je způsoben stabilizačním účinkem vyššího tlaku, který byl popsán výše v kapitole 5.1.3. Není zde opět zcela vyloučen vliv teploty, jelikož se nepodařilo naměřit veškeré experimenty pro stejné počáteční teplotní podmínky. U některých konfigurací se nepodařilo provést experimenty pro širší teplotní interval. Například při konfiguraci s plně texturovanou polovinou ložiska byly veškeré prahové rychlosti vzniku nestability detekovány v oblasti kolem 55 °C. Důsledkem bylo, že u některých konfigurací nedocházelo k žádnému překrytí teplotních pásem, ve kterých byly experimenty prováděny.

Je zde pozorován jitý posuv prahové rychlosti vzniku nestability pro různé konfigurace uložení. Nelze však jednoznačně vyloučit vliv teploty a pozorovat trend, se kterým dochází k posuvu prahových rychlostí nestabilního chování rotoru.

Stejně jako u nižšího plnicího tlaku 0,9 jsou i pro plnicí tlak 1,3 bar lépe vypovídající hodnoty dosažené při brzdění rotoru. Na obr. 5.13 můžeme pozorovat závislost prahové rychlosti zániku nestability na teplotě při brzdění rotoru. V důsledku vyšší teplotní stability je zde eliminován vliv teploty. Dochází k překrytí teplotních pásem, při kterých byly experimenty s jednotlivými konfiguracemi prováděny. Při konfiguraci IA2 však nedošlo k vzniku nestability ani u vyšších teplot při brzdění rotoru. Z grafu je patrné, že u konfigurací s texturovanými ložisky dochází stejně jako při nižším tlaku k posuvu prahové rychlosti vzniku a zániku nestability do vyššího spektra otáček rotoru oproti netexturovanému ložisku. Ke stabilizaci systému zde přispívá také vyšší plnicí tlak, který má za následek posuv prahových rychlostí u všech konfigurací do vyššího spektra otáček rotoru oproti plnicímu tlaku 0,9 bar.

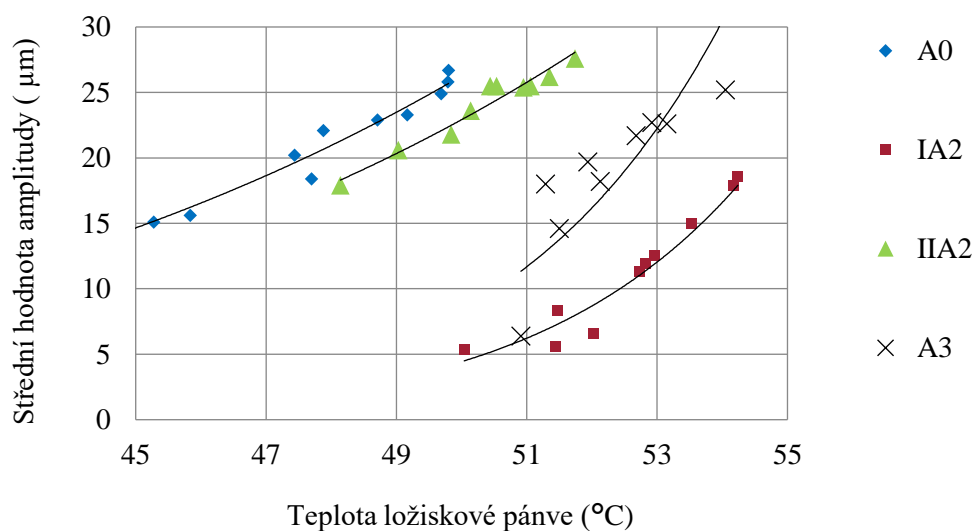
Pořadí vlivu konfigurací s texturami z pohledu velikosti posuvu prahových rychlostí nestability do vyššího spektra otáček oproti netexturovanému ložisku je stejné jako pro plnicí tlak 0,9 bar. Největšího posuvu prahových rychlostí bylo dosaženo opět s konfigurací IA2, kdy v kombinaci s vyšším plnicím tlakem nedošlo při daném rozsahu teplot a otáček k žádnému výskytu nestability.



obr. 5.13 Závislost prahové rychlosti zániku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 1,3 bar.

Na obr. 5.14 je uveden graf zobrazující střední hodnoty amplitudy při nestabilním chování rotoru v závislosti na teplotě ložiskové pánve ve chvíli vzniku nestability. Uvedené hodnoty jsou pro jednotlivé konfigurace uložení rotoru. Z grafu je patrné, že texturované povrchy mají také vliv na velikost amplitudy při nestabilním chování. Tento jev je patrný z různých středních hodnot amplitudy při stejné teplotě ložiskové pánve pro různé konfigurace uložení.

Střední hodnota amplitudy nestability vs. teplota ložiskové pánve (0,9 bar)
Run up



obr. 5.14 Závislost střední hodnoty amplitudy nestability na teplotě ložiskové pánve při vzniku nestability. Pro různé typy povrchových textur ve srovnání s netexturovaným ložiskem. Plnicí tlak 0,9 bar

6 DISKUZE

6.1 Vliv provozních parametrů na výskyt nestabilit

6.1.1 Vliv teploty

Z provedených experimentů (obr 5.1, 5.2, 5.3 str. 44, 45, 46) je zřejmé, že vliv teploty ložiskové pánve respektive maziva v kontaktu je zásadní a značně ovlivňuje hodnoty prahové rychlosti výskytu nestability u rotorové soustavy. Vliv teploty na výskyt nestabilit byl zkoumán prostřednictvím dvou typů experimentů. Nejprve byl hodnocen vliv teploty při rozběhu rotoru a následně při konstantních otáčkách rotoru. U obou experimentů byla použita konfigurace s netexturovanými ložisky pro spalovací motory (A0) v kombinaci s tuhým rotorem (R2) s radiální vůlí 70 μm . Veškeré experimenty probíhaly při konstantním plnicím tlaku 0,9 bar. První typ experimentů ukázal, že s rostoucí teplotou dochází k posuvu prahové rychlosti vzniku nestability do nižšího spektra otáček rotoru. Zároveň s teplotou roste střední amplituda nestability. Při experimentech, kdy byl rotor provozován při konstantních otáčkách, bylo možné pozorovat, že rotor, který se původně nacházel ve stabilní oblasti, přešel v důsledku nárůstu teploty do nestabilní oblasti. Tento jev nastal, i když veškeré ostatní provozní parametry kromě teploty zůstaly nezměněny. Z experimentu při konstantních otáčkách je patrné, že i poté, co bylo dosaženo nestability, dochází s rostoucí teplotou k jejímu dalšímu rozvoji. Což má za následek nárůst střední amplitudy nestability. Při porovnání výsledků se studií [10], která se zabývá experimentálním studiem vlivu teploty na prahovou rychlost vzniku nestability, bylo dosaženo určité shody. Kdy s rostoucí teplotou může docházet k poklesu prahové rychlosti. Výsledky v této studii však ukázaly, že po překročení kritického bodu může i s nadále rostoucí teplotou docházet k posuvu prahové rychlosti do vyššího spektra otáček. U výsledků dosažených v této práci však nebyl tento jev pozorován v důsledku malého teplotního rozsahu, při kterém experimenty probíhaly. Lze tak předpokládat, že experimenty prováděné v této práci se nacházely v oblasti před kritickým bodem, kde s rostoucí teplotou klesá prahová rychlost vzniku nestability. Zároveň došlo ke shodě při experimentech, kdy je rotor provozován při konstantních otáčkách a v důsledku změny teploty může přejít ze stabilní do nestabilní oblasti.

6.1.2 Vliv Hystereze

Vliv hystereze při rozběhu a brzdění rotoru můžeme pozorovat na (obr. 5.4 str. 47) Provedené experimenty probíhaly při stejné konfiguraci jako experimenty zaměřené na vliv teploty avšak s plnicím tlakem 2 bar.

Z experimentů je zřejmé, že při rozběhu a brzdění rotoru, může docházet k posuvu prahových rychlostí vzniku a zániku nestability. Kdy při brzdění rotoru dochází k posuvu prahové rychlosti zániku nestability do nižšího spektra otáček. Při hodnocení tohoto jevu bylo však potřeba řešit problém s eliminací vlivu teploty, jelikož u použitého zařízení nebyla možnost provádět experimenty při konstantní teplotě. Z předchozích měření vyplynulo, že změna teploty má zásadní vliv na prahovou rychlost nestabilního chování. Proto bylo zapotřebí tento jev co nejvíce eliminovat. Z toho důvodu nemohl být vliv hystereze hodnocen na základě jednoho experimentu. Hystereze byla tak vyhodnocována z velkého množství experimentů, ze kterých pak byly vybrány dvojice, u kterých se dal předpokládat stejný teplotní průběh při rozběhu a brzdění rotoru. V důsledku čehož může u dosažených výsledků docházet k jisté nepřesnosti oproti reálnému chování systému. I přesto byl posuv prahových rychlostí jasně patrný. Ve srovnání s výsledky dosaženými ve studii [10], která se zabývala experimentálním studiem hysterezního chování, byla potvrzena přítomnost tohoto jevu. V důsledku teplotní nestability použitého experimentálního zařízení nebylo však možné popsat vliv provozních parametrů na tento jev. Kdy z uvedené studie vyplývá, že s rostoucí teplotou může dojít k úplnému zániku hysterezního chování systému. Z těch samých důvodů nemohl být vyšetřen vliv rozběhové, respektive brzdící rampy, který podle studie [8] má vliv na velikost posuvu prahových rychlostí při vzniku a zániku nestability.

6.1.3 Vliv tlaku

Vliv tlaku na prahovou rychlost výskytu nestabilit je znázorněn na (obr. 5.5, 5.6 str. 48, 49). Experimenty zaměřené na vliv tlaku byly prováděny při stejné konfiguraci uložení jako u experimentů zaměřujících se na vliv teploty. Byly provedeny dvě série experimentů pro tlaky 0,9 bar a 1,3 bar. Díky výše uvedené teplotní nestabilitě experimentálního zařízení bylo zapotřebí i zde provést větší množství měření tak, aby se porovnávané experimenty při různých plnicích tlacích nacházely ve stejném teplotním rozsahu. Z výsledků vyplývá, že nárůst tlaku má stabilizační účinek. Kdy při vyšších hodnotách plnicího tlaku dochází k posuvu prahové rychlosti vzniku nestability do vyššího spektra otáček. Při vyšším plnicím tlaku nedochází v pozorovaném rozsahu otáček k tak výraznému rozvoji nestability. Stabilizační efekt vyššího plnicího tlaku se projevuje zároveň na velikosti střední amplitudy nestability, která s rostoucím tlakem klesá. Při nárůstu plnicího tlaku může dojít až k úplné stabilizaci rotoru, kdy při daných parametrech nedojde vůbec k výskytu nestability. Dosažené výsledky lze porovnat s výsledky uvedenými v technické zprávě [11], která se zabývala numerickou simulací vlivu plnicího tlaku na výskyt nestabilit, ze které vyplývá stabilizační účinek při vyšších plnicích tlacích.

6.1.4 Vliv geometrických parametrů

Geometrickými parametry, které byly hodnoceny, byla šířka ložiska a velikost radiální vůle. Při experimentech zaměřených na vliv šířky ložiska byly použity PTFE ložiska s teflonovým povlakem o délkách 20 mm (B1) a 40 mm (B2) v kombinaci s rotorem R1, kdy radiální vůle uložení byla 75 μm . Experimenty na (obr. 5.7, 5,6 str. 50, 51) ukázaly, že širší ložisko má stabilizační účinek na chování rotoru. Při použití ložiska o šířce 20 mm bylo dosaženo nestabilního chování jako ve všech výše popsanych případech. U ložiska o šířce 40 mm se při dané konfiguraci a možnostech experimentálního zařízení nepodařilo vůbec dosáhnout nestability. Rotor po celou dobu experimentu vykazoval stabilní chování při jakýchkoliv hodnotách provozních parametrů. Obr. 5.7, 5,6 str. 50, 51 zobrazují vliv radiální vůle na výskyt nestabilit. Konfigurace uložení zde byla tvořena ložisky pro spalovací motory o šířce 20 mm (A0) v kombinaci se dvěma tuhými rotory R1 a R2, kdy radiální vůle uložení v závislosti na použitém rotoru byla 40,5 μm nebo 70 μm . S použitím ložiska s větší radiální vůlí bylo dosahováno nestabilit v širokém spektru provozních parametrů. Zatímco při použití ložiska o menší radiální vůli se nepodařilo dosáhnout nestabilního chování při žádných hodnotách provozních parametrů. Experimenty ukázaly, že širší ložisko a menší radiální vůle mají stabilizační účinky. Jelikož se nepodařilo s danými konfiguracemi dosáhnout nestabilního chování, nebylo možné vytvořit závislost prahové rychlosti, nebo amplitudy nestability v závislosti na geometrických parametrech, jako tomu bylo u předcházejících experimentů.

6.2 Vliv povrchových textur ložiska na výskyt nestabilit

U experimentů na (obr. 5.10, 5.11, 5.12, 5.13, 5.14 str. 53, 54, 55, 56, 57) byl hodnocen vliv povrchové textury na prahovou rychlost vzniku respektive zániku nestability a velikost střední amplitudy nestability. Experimentální měření probíhalo v konfiguraci s ložisky pro spalovací motory o šířce 20 mm s různým typem povrchové textury (A0,A1,A2). Použit byl tuhý rotor R2, kdy radiální vůle ložiska byla 70 μm . Jednotlivé konfigurace uložení se dále lišily orientací textury vůči nárůstu a poklesu tlaku v kontaktu. Při konfiguraci IA1 byla textura orientována v prvním kvadrantu, který odpovídal místu poklesu tlaku v kontaktu (obr. 5,9 b)). U konfigurace IIA1 se texturovaná oblast nacházela v místě nárůstu tlaku v kontaktu, čemuž odpovídal druhý kvadrant (obr 5.9c)). Pro poslední konfiguraci A3 se texturovaná oblast nacházela v I. a II. kvadrantu a pokrývala tak oblast nárůstu i poklesu tlaku v kontaktu (obr 5.9 d)). Dosažené výsledky byly porovnány s průběhem nestabilit u ložiska bez povrchové textury. Z provedených experimentů vyplývá, že povrchové textury mají zásadní vliv na nestabilní chování rotorového systému v porovnání s netexturovaným ložiskem.

U všech experimentů s povrchovými texturami došlo k posuvu prahové rychlosti výskytu a zániku nestability do vyššího spektra otáček rotoru.

Dosažené výsledky lze porovnat se studií [17] zabývající se numerickými simulacemi vlivu povrchové textury na prahovou rychlost nestability. V souladu s předpokladem numerických simulací bylo v této práci experimentálně prokázáno, že texturované povrchy mají pozitivní vliv na výskyt nestabilit. Stejně jako v uvedené studii bylo prokázáno, že umístění textury vzhledem k místu poklesu a nárůstu tlaku hraje zásadní roli při průběhu nestabilit. Nejlepších výsledků bylo dosaženo, pokud byla textura orientována v místě poklesu tlaku v kontaktu (IA2). Těchto závěrů bylo dosaženo také ve zmiňované studii. Druhou nejprínosnější konfigurací se ukázalo umístění textury v místě nárůstu i poklesu tlaku (A3). Nejmenšího posuvu prahové rychlosti vzniku nestability ve srovnání s netexturovaným ložiskem bylo dosaženo, pokud se textura nacházela v místě nárůstu tlaku v kontaktu (IIA2). V kombinaci s vyšším plnicím tlakem a texturou umístěnou v místě poklesu tlaku v kontaktu (IA2) nebylo nestabilního chování rotoru vůbec dosaženo. Byly pozorovány pouze synchronní vibrace v důsledku nevyvážení rotoru. Experimenty ukázaly, že texturované povrchy mají také vliv na hodnotu střední amplitudy nestability, jejíž hodnota klesá při použití textur. Nedochází zde k tak výraznému rozvoji nestability jako u ložiska bez textury. Nejnižších hodnot střední amplitudy nestability bylo dosaženo, pokud byla textura orientovaná v místě poklesu tlaku v kontaktu (IA2). Srovnatelných výsledků bylo dosaženo ve studii [16] zabývající se experimentálním studiem vlivu texturovaných povrchů na vibrace rotoru při nestabilním chování.

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala experimentálním studiem nestabilit rotorových soustav uložených v hydrodynamických kluzných ložiscích, vyvolaných v důsledku poruch mazacího filmu, se zaměřením na vliv povrchových textur ložiska. Za pomoci simulátorů dynamiky kluzných ložisek byl zkoumán vliv jednotlivých provozních parametrů, jako je teplota v kontaktu a plnicí tlak. Dále byla věnována pozornost vlivu geometrie a modifikace povrchu kluzného ložiska. Pro účely objasnění vlivu povrchové modifikace ložiska na výskyt nestabilit mazacího filmu byly vytvořeny texturované vzorky, jejímž návrhem a výrobou se tato práce taktéž zabývá. Hlavní kritériem pro hodnocení nestabilit mazacího filmu byla prahová rychlost výskytu a zániku nestability. Dále zde byla hodnocena střední amplituda při nestabilním chování rotoru. Experimenty uvedené v této práci se zabývaly zejména výskytem nestabilit při rozběhu a brzdění tuhého rotoru. Výsledky experimentů prokázaly, že výskyt a průběh nestabilit mazacího filmu je velmi citlivý na změnu provozních parametru, stejně jako na změnu geometrie ložiska. Naprosto zásadní vliv na nestabilní chování rotoru byl prokázán při použití ložisek s povrchovou texturou. V tomto směru se jedná o jednu z mála prací věnujících se vlivu povrchových modifikací experimentálně. Nejdůležitější poznatky lze shrnout do několika bodů:

- S rostoucí teplotou ložiskové pánve a maziva v kontaktu dochází k posunu prahové rychlosti výskytu nestability do nižšího spektra otáček rotoru. V důsledku nárůstu teplot dochází k většímu rozvoji nestability a roste střední amplituda vibrací. Rotor otáčející se konstantní rychlostí, který vykazuje stabilní chování, může v důsledku nárůstu teploty přejít do nestabilní oblasti.
- Při brzdění a rozběhu rotoru může docházet k posuvu prahových rychlostí vzniku a zániku nestability v důsledku hystereze. Tento jev se projevuje, i když nejsou změněny jiné provozní parametry.
- Vyšší tlak na vstupu do ložiska má stabilizační účinek a posouvá prahovou rychlost výskytu nestability do vyššího spektra otáček, nebo ji může úplně potlačit
- Ke stabilizaci rotoru a potlačení výskytu nestabilit přispívá také větší šířka ložiska, nebo jeho menší radiální vůle
- Při použití ložisek s texturovaným povrchem dochází k výraznému zlepšení stability rotoru ve srovnání s netexturovaným ložiskem. Prahová rychlost nestability je zde posunuta do vyššího spektra otáček rotoru. Texturované povrchy mají zároveň vliv na rozvoj nestability, kdy klesá střední amplituda vibrací ve srovnání s ložiskem bez textury. Zásadním faktorem při použití texturovaných povrchů je umístění textury vzhledem k nárůstu a poklesu tlaku v kontaktu. Nejlepší výsledků bylo dosaženo, pokud se textura nacházela v místě poklesu tlaku v kontaktu.

Na základě provedeného experimentálního výzkumu lze říct, že použité experimentální zařízení je vhodné pro studii dynamiky kluzných ložisek a nestabilit mazacího filmu. Mezi nedostatky, které však tuto metodu znepřesňují a omezují rozsah možných experimentů, je teplotní nestabilita zařízení. V důsledku které je obtížné z některých experimentů vyloučit vliv teploty, která má zásadní vliv na výskyt a průběh nestabilit. Pro zpřesnění výsledků je tedy nutné v budoucnu buď změnit konstrukci zařízení tak, aby nedocházelo k výrazným změnám teploty při experimentu, a nebo upravit systém vyhodnocování tak, aby byl vliv teploty kompenzován.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ADILETTA, G., A. R. GUIDO a C. ROSSI. Chaotic motions of a rigid rotor in short journal bearings. *Nonlinear Dynamics* [online]. 1996, **10**(3), 251-269 [cit. 2019-05-17]. DOI: 10.1007/BF00045106. ISSN 0924-090X. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/BF00045106>
- [2] MUSZYŃSKA, Agnieszka. Whirl and whip – Rotor/bearing stability problems. *Journal of Sound and Vibration*. 1986, **110**(3), 443-462. ISSN 0022-460X.
- [3] HORI, Yukio and Koji KATO. *Studies on tribology* [online]. , 287-319. Available at: http://apps.webofknowledge.com/full_record.do?product=WOS&search_mode=GeneralSearch&qid=61&SID=C4Zn2Yw5RCOVGXmngKc&page=2&doc=16
- [4] KHONSARI, M. M. a Y. J. CHANG. Stability Boundary of Non-Linear Orbits Within Clearance Circle of Journal Bearings. *Journal of Vibration and Acoustics* [online]. 1993, **115**(3) [cit. 2019-05-17]. DOI: 10.1115/1.2930349. ISSN 07393717. Dostupné z: <http://VibrationAcoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1469295>
- [5] HORI, Y. a T. KATO. Earthquake-Induced Instability of a Rotor Supported by Oil Film Bearings. *Journal of Vibration and Acoustics* [online]. 1990, **112**(2) [cit. 2019-05-17]. DOI: 10.1115/1.2930108. ISSN 07393717. Dostupné z: <http://VibrationAcoustics.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1468942>
- [6] WANG, J. K. a Michael M. KHONSARI. *Thermohydrodynamic instability in fluid-film bearings*. The Atrium, Southern Gate, Chichester, West Sussex, United Kingdom: John Wiley and Sons, 2016. ISBN isbn978-0-470-05721-6.
- [7] MUSZYŃSKA, Agnieszka. *Rotordynamics*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. Mechanical engineering (Taylor & Francis), 156. ISBN isbn0824723996.
- [8] RENDL, Jan a Luboš SMOLÍK. *Numerical and experimental investigation of the hysteresis phenomenon associated with instability of rotor-bearing system*. Crakow, Poland, 2019
- [9] WANG, J. K. a M. M. KHONSARI. On the Hysteresis Phenomenon Associated With Instability of Rotor-Bearing Systems. *Journal of Tribology* [online]. 2006, **128**(1) [cit. 2019-05-04]. DOI: 10.1115/1.2125927. ISSN 07424787. Dostupné z: <http://Tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=146740>
- [10] WANG, J. K. a M. M. KHONSARI. Influence of Inlet Oil Temperature on the Instability Threshold of Rotor-Bearing Systems. *Journal of Tribology* [online]. 2006, **128**(2) [cit. 2019-05-04]. DOI: 10.1115/1.2162920. ISSN 07424787. Dostupné z: <http://Tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1467514>

- [11] RENDL, Jan a Luboš SMOLÍK. *Analýza stability testovacího zařízení Část II: Zařízení pro výzkum víření oleje*. Plzeň, Česká Republika, 2018
- [12] IBATAN, T., M.S. UDDIN a M.A.K. CHOWDHURY. Recent development on surfacetexturing in enhancingtribological performance ofbearingsliders. *Surface and Coatings Technology*. 2015, vol. 272, s. 102-120. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2015.04.017. ISSN 02578972
- [13] IBATAN, T., M.S. UDDIN a M.A.K. CHOWDHURY. Recent development GROPPER, Daniel; WANG, Ling; HARVEY, Terry J. Hydrodynamiclubricationoftexturedsurfaces: A reviewof modeling techniques and keyfindings. *Tribology International*, 2016, vol. 94: s. 509-529.
- [14] GACHOT, C., A. ROSENKRANZ, S.M. HSU a H.L. COSTA. A criticalassessmentofsurfacetexturingforfriction and wearimprovement. *Wear*. Elsevier B.V, 2017, 372-373, 21-41. DOI: 10.1016/j.wear.2016.11.020. ISSN 0043-1648
- [15] TALA-IGHIL, Nacer, Michel FILLON a Patrick MASPEYROT. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing. *Tribology International* [online]. 2011, 44(3), 211-219 [cit. 2019-01-23]. DOI: 10.1016/j.triboint.2010.10.003. ISSN 0301679X.
- [16] DONG, Jian, Xiaojing WANG, Jin ZHANG, Xiaoqing XIANG, Zhou NIE a Jiexi SHEN. An Experimental Research on the Vibration of Surface-Textured Journal Bearings. *Shock and Vibration* [online]. 2017, 2017, 1-9 [cit. 2019-05-05]. DOI: 10.1155/2017/1261826. ISSN 1070-9622. Dostupné z: <https://www.hindawi.com/journals/sv/2017/1261826/>
- [17] MATELE, Shivank a KN PANDEY. Effect of surface texturing on the dynamic characteristics of hydrodynamic journal bearing comprising concepts of green tribology. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* [online]. 2018, 232(11), 1365-1376 [cit. 2019-01-23]. DOI: 10.1177/1350650117752611. ISSN 1350-6501.
- [18] SEDLAČÍK, J. Progresivní zařízení pro tvorbu mikrovrtisků. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 61 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Svoboda, Ph.D. Seznam použitých zkratk a symbolů
- [19] BRANAGAN, Lyle. Survey of Damage Investigation of Babbitted Industrial Bearings. *Lubricants* [online]. 2015, 3(2), 91-112 [cit. 2019-05-17]. DOI: 10.3390/lubricants3020091. ISSN 2075-4442. Dostupné z: <http://www.mdpi.com/2075-4442/3/2/91>

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

R_s	- Obálka stability
RMS	- Root Mean Square Envelope

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

obr. 1.1 Opotřebenění ložiska ke kterému došlo při nestabilitě mazacího filmu [18].....	13
obr. 2.1 Spektrální diagram průběhu nestabilit mazacího filmu. [3].....	15
obr. 2.2 a) pohyb rotoru uvnitř stabilní obálky R_s b) pohyb rotoru mimo stabilní oblast obálky R_s . [5]	16
obr. 2.3 Vliv hystereze při rozběhu a brzdění rotoru. [6]	18
obr. 2.4 Experimentální závislost hystereze na úhlovém zrychlení rotoru. [8]	18
obr. 2.5 Vliv hystereze na prahovou rychlost vzniku a zániku nestability při 53 °C. [9]..	19
obr. 2.6 Vliv hystereze na prahovou rychlost vzniku a zániku nestability při 80 °C. [9].	20
obr. 2.7 Průběh prahové rychlosti nestability v závislosti na změně teploty. [10]	21
obr. 2.8 Průběh amplitudy výchylky v čase v závislosti na změně teploty. [10]	21
obr. 2.9 Horizontální výchylka rotoru v závislosti na frekvenci otáčení pro plnicí tlaky v ložisku a) 1,25 bar, b) 2,5 bar. [10]	22
obr. 2.10 Příklady typů mikro texturovaných povrchů. [11]	23
obr. 2.11 Nárůst tlaku na texturovaném povrchu ložiska. [13]	24
obr. 2.12 Rozložení textury na povrchu ložiska vzhledem k nárůstu a poklesu tlaku v kontakt.....	25
obr. 2.13 Použité experimentální vzorky s rozložením textury na povrchu ložiska. [16] .	26
obr. 2.14 Závislost horizontálních vibrací na otáčkách pro testované vzorky uvedené na obr. 2.13. [16]	26
obr. 2.15 Typy textur na povrchu ložiska a) kruhová, b) čtvercová, c) čtvercová s šachovnicovým rozložením. [16]	27
obr. 2.16 Křivky stability pro texturované ložiska s různou geometrií v porovnání s netexturovaným ložiskem. Prahová rychlost je zde funkcí somerfeldova čísla [17].	28
obr. 4.1 Schéma experimentální aparatury simulátoru kluzných ložisek.....	32
obr. 4.2 Detail uložení tuhého rotoru při dvou ložiskové variantě.....	33
obr. 4.3 V popředí ložisko pro spalovací motory (A0). V pozadí PTFE ložisko (B1) o šířce 20 mm s teflonovým povlakem.....	34
obr. 4.4 Dynamická viskozita oleje ISO_VG-22 v závislosti na teplotě.	34
obr. 4.5 Ukázka dat pro stanovení prahové rychlosti výskytu a zániku nestability z RMS obálky rozkmitu.....	37

obr. 4.6 Progresivní zařízení pro tvorbu mikrovrtisků. [18]	38
obr. 4.7 Konstrukční úprava původního zařízení pro texturování kluzných ložisek.....	39
obr. 4.8 Hloubka textury v závislosti na napětí zdroje pro indentory s kuličkou 1 mm, 1,2 mm, 2,5 mm a 3 mm.....	40
obr. 4.9 Průměr textury v závislosti na napětí zdroje pro indentory s kuličkou 1 mm, 1,2 mm, 2,5 mm a 3 mm.....	40
obr. 4.10 Povrchová textura ložiska s hloubkou 46μm a průměru 530 μm.....	41
obr. 4.11 Oblast možného pokrytí ložiska texturou v radiálním a axiálním směru.	41
obr. 5.1 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru v závislosti na teplotě ložiskové pánve při plnicím tlaku 0,9 bar.	44
obr. 5.2 Kaskádové diagramy ukazující vliv teploty na změnu prahové rychlosti výskytu nestability a velikost amplitudy v pozorovaném intervalu otáček od 16,7 Hz do 333 Hz.	45
obr. 5.3 Vyvolání nestability při konstantních otáčkách rotoru v důsledku nárůstu teploty ložiskové pánve a maziva v kontaktu. a) průběh teploty, plnicího tlaku a otáček v závislosti na čase, b) rozkmit středu rotoru v závislosti na čase.....	46
obr. 5.4 Vliv hystereze na posuv prahové rychlosti vzniku a zániku nestability při rozběhu a brzdění rotoru.....	47
obr. 5.5 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability při rozběhu rotoru pro různé plnicí tlaky ložiska.	48
obr. 5.6 Kaskádové diagramy ukazující vliv plnicího tlaku na změnu prahové rychlosti výskytu nestability a velikost amplitudy v pozorovaném intervalu otáček od 16,7 Hz do 333 Hz.	49
obr. 5.7 Spektrální diagramy ukazují vliv šířky ložiska na výskyt nestability při rozběhu rotoru pro stejné počáteční podmínky experimentu a) ložisko 20 mm b) 40 mm.....	50
obr. 5.8 Spektrální diagram pro ložisko s radiální vůlí 40,5 μm. Během experimentu nedošlo k vyvození nestability. Největší hodnota střední amplitudy byla pozorována ve frekvenčním spektru synchronních vibrací	51
obr. 5.9 Poloha středu rotoru v průběhu experimentu a jednotlivé konfigurace umístění texturované oblasti.	52
obr. 5.10 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 0,9 bar.	53
obr. 5.11 Závislost prahové rychlosti zániku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 0,9 bar.	54

obr. 5.12 Závislost prahové rychlosti vzniku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 1,3 bar.	55
obr. 5.13 Závislost prahové rychlosti zániku nestability pro různé povrchové textury s porovnáním vůči netexturovanému ložisku. Plnicí tlak 1,3 bar.	56
obr. 5.14 Závislost střední hodnoty amplitudy nestability na teplotě ložiskové pánve při vzniku nestability. Pro různé typy povrchových textur ve srovnání s netexturovaným ložiskem. Plnicí tlak 0,9 bar	57.

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 4-1	Přehled texturovaných vzorků.....	42
Tab. 5.1	Přehled použitých konfigurací	43